

VŠB – Technická Univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Hydraulický pohon jeřábu se zalomeným výložníkem

Hydraulic Drive of Knuckle Boom Crane

Student:

Bc. Dalibor Kunz

Vedoucí diplomové práce: doc. Dr. Ing. Lumír Hružík

Ostrava 2017

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Dalibor Kunz**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika  
Téma: **Hydraulický pohon jeřábu se zalomeným výložníkem**  
**Hydraulic Drive of Knuckle Boom Crane**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Zpracujte návrh hydraulického pohonu jeřábu se zalomeným výložníkem.

1. Porovnání použití otevřeného a uzavřeného hydraulického obvodu pro daný jeřáb.
2. Celkový návrh zvoleného hydraulického obvodu – výpočty, schéma, kusovník.
3. Vypracování detailního popisu rozjezdu navijáku (sekvence ventilů) jako podklad pro software.
4. Výkresová dokumentace (přímočaré hydromotory, nádrže).

Seznam doporučené odborné literatury:

MURRENHOFF, H. *Fundamentals of Fluid Power*. Aachen: Verlag GmbH. 2014, 387 s. ISBN 978-3-8440-2826-3.

PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech. Hydrostatické převodníky*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009, 2. vyd., 156 s. ISBN 978-80-248-0857-4.

PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 2. Řídicí prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 2. vyd., 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.

EXNER, H., FREITAG, R., GEIS, H. et al. *Der Hydraulik Trainer Band 1, Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik Hydraulik*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1991, 344 s. ISBN 3-8023-0619-8.

WILL, D., GEBHARDT, N. *Hydraulik Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Berlin: Springer, 2008, 4. vyd., 450 s. ISBN 978-3-540-79534-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Lumír Hružík**

Konzultant diplomové práce: Ing. Tomáš Číž

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



---

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
*vedoucí katedry*



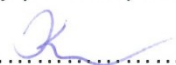
---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 19.5.2017




podpis studenta

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 15.5.2017



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Dalibor Kunz

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hamernická 1093,  
Frýdlant n. Ostr., 73911

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

KUNZ, D. *Hydraulický pohon jeřábu se zalomeným výložníkem: Diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2017, 67 s. Vedoucí diplomové práce: Hružík, L.

Diplomová práce se zabývá návrhem hydraulického pohonu jeřábu se zalomeným výložníkem. Jsou zde porovnány možné způsoby provedení a vybrána nejvhodnější varianta konceptu pohonu. Součástí práce jsou výpočty a návrh komponentů hydraulického obvodu. Práce obsahuje popis funkce hydraulického obvodu. K práci je doplněna výkresová dokumentace hydraulického obvodu, nádrže a přímočarých hydromotorů.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

KUNZ, D. *Hydraulic Drive of Knuckle Boom Crane: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2017, 67 p. Thesis head: Hružík, L.

The master thesis deals with the design a hydraulic drive of knuckle boom crane. The work compares possible ways of execution and selection of the most suitable variant of the drive concept. Part of the thesis is calculations and design of components of hydraulic circuit. The work describes the functions of the hydraulic circuit. The work is supplemented with drawing documentation of hydraulic circuit, tank and linear hydraulic motors.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	9
1 Úvod .....	15
2 Historie a rozdělení jeřábů .....	16
2.1 Rozdělení jeřábů dle konstrukce .....	16
2.1.1 Jeřáby mostového typu .....	16
2.1.2 Jeřáb s nosnými lany .....	17
2.1.3 Jeřáb výložníkového typu .....	18
3 O společnosti Huisman .....	22
4 Popis jeřábu se zalomeným výložníkem .....	23
5 Srovnání otevřeného a uzavřeného hydraulického obvodu .....	24
5.1 Otevřený hydraulický obvod .....	24
5.2 Uzavřený hydraulický obvod .....	25
5.3 Výběr optimálního hydraulického obvodu .....	26
6 Výpočty a volba hydromotorů, hydrogenerátorů, elektromotorů .....	26
6.1 Výpočet hlavních přímočarých hydromotorů .....	27
6.2 Volba hydrogenerátorů .....	29
6.3 Návrh výložníkového přímočarého hydromotoru .....	30
6.4 Kontrola přímočarých hydromotorů na vzpěr .....	32
6.4.1 Kontrola hlavních přímočarých hydromotorů na vzpěr .....	34
6.4.2 Kontrola výložníkového přímočarého hydromotoru na vzpěr .....	35
6.5 Volba rotačního hydromotoru navijáku .....	36
6.5.1 Kontrola hydromotoru navijáku na krouticí momenty .....	39
6.6 Volba rotačních hydromotorů otáčení .....	40
6.6.1 Maximální krouticí moment .....	41
6.7 Volba elektromotoru .....	42
7 Akumulátor, chladič a nouzový pohon .....	42
7.1 Akumulátor .....	42
7.2 Volba chladiče .....	44
7.3 Nouzový pohon jeřábu .....	46

8	Popis funkcí hydraulického obvodu .....	47
8.1	Hydraulický agregát .....	48
8.2	Pohony.....	50
8.3	Nouzové spouštění navijáku, zasouvání hydromotorů a vysouvání výložníkového hydromotoru. ....	54
8.3.1	Nouzové spouštění navijáku .....	54
8.3.2	Nouzové zasouvání hlavních hydromotorů.....	55
8.3.3	Nouzové zasouvání výložníkového hydromotoru .....	55
8.3.4	Nouzové vysouvání výložníkového hydromotoru.....	56
8.4	Nouzový pohon dieselovým agregátem.....	56
8.5	Varovná hlášení softwaru.....	57
8.6	Popis rozjezdu navijáku.....	58
9	Sestavné výkresy hydromotorů a nádrže .....	60
9.1	Sestavný výkres nádrže .....	60
9.2	Sestavné výkresy přímočarých hydromotorů.....	61
10	Závěr.....	62
11	Použité informační zdroje.....	64
12	Seznam příloh.....	67



## Seznam použitých značek a symbolů

$b_n$	šířka nádrže [m]
$C_a$	korekční faktor [-]
$d_1$	skutečný průměr pístnice hlavního přímočarého hydromotoru [m]
$d_2$	skutečný průměr pístnice výložníkového přímočarého hydromotoru [m]
$d_3$	vnitřní průměr pístnice hlavního přímočarého hydromotoru [m]
$d'_1$	předběžný průměr pístnice hlavního přímočarého hydromotoru [m]
$d'_2$	předběžný průměr pístnice výložníkového přímočarého hydromotoru [m]
$D_1$	skutečný průměr pístu hlavního přímočarého hydromotoru [m]
$D_2$	skutečný průměr pístu výložníkového přímočarého hydromotoru [m]
$D'_1$	předběžný průměr pístu hlavního přímočarého hydromotoru [m]
$D'_2$	předběžný průměr pístu výložníkového přímočarého hydromotoru [m]
$E$	Youngův modul pružnosti [MPa]
$f_{50}$	frekvence [Hz]
$f_{60}$	frekvence [Hz]
$F_1$	síla působící na píst hlavního přímočarého hydromotoru [N]
$F_2$	síla působící na pístnici hlavního přímočarého hydromotoru [N]
$F_3$	síla působící na píst výložníkového přímočarého hydromotoru [N]
$F_4$	síla působící na pístnici výložníkového přímočarého hydromotoru [N]
$F_{kr}$	kritická síla [N]
$F_{krH}$	kritická síla pro hlavní přímočarý hydromotor [N]
$h_1$	zdvih hlavních přímočarých hydromotorů [m]
$h_2$	zdvih výložníkového přímočarého hydromotoru [m]
$h_n$	výška nádrže [m]
$i$	poloměr setrvačnosti lochy průřezu pístnice [m]
$i_n$	převodový poměr převodovky navijáku [-]
$i_o$	převodový poměr převodovky otáčení [-]
$J$	kvadratický moment kruhového průřezu [m <sup>4</sup> ]
$J_H$	kvadratický moment hlavního přímočarého hydromotoru [m <sup>4</sup> ]

$J_D$	kvadratický moment výložníkového přímočarého hydromotoru [ $m^4$ ]
$k_c$	součinitel prostupu tepla pro přirozené chlazení [ $W/m^2 \cdot K$ ]
$k_E$	míra bezpečnosti podle Eulera [-]
$k_{EH}$	míra bezpečnosti podle Eulera pro hlavní přímočarý hydromotor [-]
$k_T$	míra bezpečnosti podle Tetmajera [-]
$k_{TD}$	míra bezpečnosti podle Tetmajera pro výložníkový přímočarý hydromotor [-]
$l_{dč}$	délka výložníkového přímočarého hydromotoru od dna k ose čepu [m]
$l_n$	délka nádrže [m]
$l_{RED}$	redukováná délka vysunutí [m]
$l_{vD}$	délka výložníkového přímočarého hydromotoru ve vysunutém stavu [m]
$l_{vH}$	délka hlavního přímočarého hydromotoru ve vysunutém stavu [m]
$l_{zD}$	délka výložníkového přímočarého hydromotoru v zasunutém stavu [m]
$l_{zH}$	délka hlavního přímočarého hydromotoru v zasunutém stavu [m]
$M_n$	krouticí moment na navijáku (nominální otáčky) [Nm]
$M_{nm}$	krouticí moment na hydromotoru navijáku (nominální otáčky) [Nm]
$M_{nms}$	skutečný krouticí moment na hydromotoru navijáku (nominální otáčky) [Nm]
$M_{oc}$	celkový krouticí moment otáčení [Nm]
$M_{ocm}$	celkový krouticí moment na hydromotorech otáčení [Nm]
$M_{ocm1}$	celkový krouticí moment na jednom hydromotoru otáčení [Nm]
$M_{omax}$	maximální krouticí moment na jednom hydromotoru otáčení [Nm]
$M_{zp}$	krouticí moment na navijáku (otáčky zrychleného pohybu) [Nm]
$M_{zpm}$	krouticí moment na hydromotoru navijáku (otáčky zrychleného pohybu) [Nm]
$M_{zpbs}$	skutečný krouticí moment na hydromotoru navijáku (otáčky zrychleného pohybu) [Nm]
$n$	polytropický exponent [-]
$n_d$	otáčky spalovacího motoru [ot/min]
$n_{EM}$	skutečné otáčky elektromotoru [ot/min]

$n_n$	nominální otáčky navijáku [ot/min]
$n_{nm}$	nominální otáčky hydromotoru navijáku [ot/min]
$n_{ol}$	nominální otáčky ložiska otáčení [ot/min]
$n_{op}$	nominální otáčky pastorku ložiska otáčení [ot/min]
$n_{opm}$	nominální otáčky hydromotoru otáčení [ot/min]
$n_{zp}$	otáčky navijáku při zrychleném pohybu [ot/min]
$n_{zpm}$	otáčky hydromotoru při zrychleném pohybu [ot/min]
$n'_{EMmin}$	předběžně zvolené otáčky elektromotoru [ot/min]
$n'_{EMs}$	předběžně zvolené otáčky elektromotoru [ot/s]
$n$	otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]
$p_0$	plnicí tlak dusíkové náplně [Pa]
$p_1$	pracovní tlak [Pa]
$p_2$	maximální tlak v obvodu [Pa]
$p_{a1}$	minimální tlak v akumulátoru [Pa]
$p_{a2}$	maximální tlak v akumulátoru [Pa]
$P_d$	výkon spalovacího motoru [W]
$P_{ds}$	skutečný výkon spalovacího motoru [W]
$P_{EM}$	skutečný výkon elektromotoru [W]
$P_{EM60}$	skutečný výkon elektromotoru při frekvenci 60 Hz [W]
$P_h$	hydraulický výkon [W]
$P_{ch}$	chladicí výkon chladiče [W]
$P_{ch1}$	chladicí výkon jednoho chladiče [W]
$P_m$	mechanický výkon [W]
$P_{mch}$	měrný chladicí výkon [W]
$P_n$	výkon odvedený stěnou nádrže [W]
$P_{pc}$	celkový výkon [W]
$P_{zt}$	ztrátový výkon [W]
$P'_{EM}$	výkon elektromotoru [W]
$Q_1$	skutečný objemový průtok pro jeden hlavní přímočarý hydromotor [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$Q_c$	skutečný celkový objemový průtok [ $m^3/s$ ]
$Q_{hbm}$	průtok na stranu pístnice hlavního přímočarého hydromotoru [ $m^3/s$ ]
$Q_{np}$	objemový průtok nouzového pohonu [ $m^3/s$ ]
$Q_{npsk}$	skutečný objemový průtok nouzového pohonu [ $m^3/s$ ]
$Q_O$	potřebný průtok pro všechny hydromotory otáčení [ $m^3/s$ ]
$Q_{O1}$	potřebný průtok pro jeden hydromotor otáčení [ $m^3/s$ ]
$Q_{Os}$	skutečný potřebný průtok pro všechny hydromotory otáčení [ $m^3/s$ ]
$Q_{vbm}$	průtok na stranu pístnice výložníkového přímočarého hydromotoru [ $m^3/s$ ]
$Q'_1$	předběžný objemový průtok pro jeden hlavní přímočarý hydromotor [ $m^3/s$ ]
$Q'_c$	předběžný celkový objemový průtok [ $m^3/s$ ]
$Q_N$	potřebný průtok pro naviják [ $m^3/s$ ]
$S_1$	skutečná plocha pístu hlavního přímočarého hydromotoru [ $m^2$ ]
$S_2$	skutečná plocha mezikruží hlavního přímočarého hydromotoru [ $m^2$ ]
$S_3$	skutečná plocha pístu výložníkového přímočarého hydromotoru [ $m^2$ ]
$S_4$	skutečná plocha mezikruží výložníkového přímočarého hydromotoru [ $m^2$ ]
$S_n$	celková plocha nádrže [ $m^2$ ]
$S_{pD}$	plocha pístnice výložníkového přímočarého hydromotoru [ $m^2$ ]
$S_{pH}$	plocha pístnice hlavního přímočarého hydromotoru [ $m^2$ ]
$S'_1$	plocha pístu hlavního přímočarého hydromotoru [ $m^2$ ]
$S'_2$	plocha mezikruží hlavního přímočarého hydromotoru [ $m^2$ ]
$S'_3$	plocha pístu výložníkového přímočarého hydromotoru [ $m^2$ ]
$S'_4$	plocha mezikruží výložníkového přímočarého hydromotoru [ $m^2$ ]
$t_1$	teplota okolí [ $^{\circ}C$ ]
$t_2$	teplota oleje [ $^{\circ}C$ ]
$\Delta t$	teplotní rozdíl [ $^{\circ}C$ ]
$v_1$	rychlost pohybu hlavního přímočarého hydromotoru [ $m/s$ ]
$v_2$	rychlost pohybu výložníkového přímočarého hydromotoru [ $m/s$ ]
$v_{2s}$	skutečná rychlost pohybu výložníkového přímočarého hydromotoru [ $m/s$ ]
$V_0$	celkový objem akumulátoru [ $dm^3$ ]

$V_{0sk}$	skutečný celkový objem akumulátoru [dm <sup>3</sup> ]
$\Delta V$	užitečný objem akumulátoru [dm <sup>3</sup> ]
$V_{gMn}$	skutečný geometrický objem hydromotoru navijáku [m <sup>3</sup> ]
$V_{gMnmax}$	maximální geometrický objem hydromotoru navijáku [m <sup>3</sup> ]
$V_{gMnmin}$	minimální geometrický objem hydromotoru navijáku [m <sup>3</sup> ]
$V_{gMo}$	skutečný geometrický objem hydromotoru otáčení [m <sup>3</sup> ]
$V_{gnp}$	geometrický objem hydromotoru nouzového pohonu [m <sup>3</sup> ]
$V_{gnpsk}$	skutečný geometrický objem hydromotoru nouzového pohonu [m <sup>3</sup> ]
$V_{g1}$	skutečný geometrický objem hlavního hydrogenerátoru [m <sup>3</sup> ]
$V_{g'1}$	geometrický objem hlavního hydrogenerátoru [m <sup>3</sup> ]
$V_{g'c}$	celkový geometrický objem [m <sup>3</sup> ]
$V_{g'Mn}$	předběžný geometrický objem hydromotoru navijáku [m <sup>3</sup> ]
$V_{g'Mo}$	předběžný geometrický objem hydromotoru otáčení [m <sup>3</sup> ]
$V_N$	objem nádrže [dm <sup>3</sup> ]
$V_{NS}$	skutečný objem nádrže [dm <sup>3</sup> ]
$\eta_{EM}$	účinnost elektromotoru [-]
$\eta_v$	objemová účinnost hlavního hydrogenerátoru [-]
$\eta_c$	celková účinnost obvodu [-]
$\eta_{cHG}$	celková účinnost hlavního hydrogenerátoru [-]
$\eta_{cHGnp}$	celková účinnost hydrogenerátoru nouzového pohonu [-]
$\eta_{cHMn}$	celková účinnost hydromotoru navijáku [-]
$\eta_{cHMo}$	celková účinnost hydromotoru otáčení [-]
$\eta_{cR}$	celková účinnost rozvodů [-]
$\lambda$	štíhlostní poměr [-]
$\lambda_1$	štíhlostní poměr hlavního přímočarého hydromotoru [-]
$\lambda_2$	štíhlostní poměr výložníkového přímočarého hydromotoru [-]
$\lambda_m$	mezní štíhlost [-]
$\kappa$	adiabatický exponent [-]
$\pi$	Ludolfovo číslo [-]

$\sigma_{KR}$	kritické napětí [MPa]
$\sigma_{KRD}$	kritické napětí pro výložníkový přímočarý hydromotor [MPa]
$\sigma_t$	napětí v tahu [MPa]
$\sigma_{tD}$	napětí v tahu pro výložníkový přímočarý hydromotor [MPa]

# 1 Úvod

Řada strojních zařízení v průmyslovém nebo jiném odvětví je často poháněna hydraulickými mechanismy, které nabízejí širokou a snadnou regulaci rychlosti a síly. V poslední době se hydraulické mechanismy staly významnou a důležitou součástí modernizace strojů a zařízení v mnoha odvětvích. V kombinaci s pokročilou elektronikou vznikají elektrohydraulické pohony, které vynikají především snadnou programovatelností a pružnou automatizací pomocí centrální řídicí jednotky. Hydraulické mechanismy nabízejí řadu výhod, například vysoké dosahované výkony vzhledem k malým rozměrům, vlastní ochranu proti přetížení, dlouhou životnost a vysokou spolehlivost.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem hydraulického pohonu jeřábu se zalomeným výložníkem. Jedná se o reálný případ jeřábu, který je využíván pro práci na lodních palubách. Na začátku práce je krátce popsána historie jeřábů a je uvedeno rozdělení dle konstrukcí. Práce byla vypracována ve spolupráci se společností Huisman Konstrukce s.r.o., které je věnována kapitola, obsahující krátké seznámení s touto společností. Dále je uveden stručný popis funkcí se základními rozměry řešeného jeřábu.

Praktická část začíná porovnáním dvou konceptů pohonu jeřábu. Porovnávají se koncepty otevřeného a uzavřeného hydraulického obvodu. Je vybrán nejlépe vyhovující koncept a tento koncept je dále rozpracován. Podle zadání, jsou provedeny výpočty a návrhy základních parametrů obvodu a hydraulických převodníků.

Po výpočtech je vypracováno hydraulické schéma obvodu s kusovníkem použitých komponentů. Funkce obvodu je popsána podle hydraulických schémat, s bezpečnostními procedurami a s podrobným popisem rozjezdu navijáku jeřábu. Práce je doplněna o sestavné výkresy hydraulické nádrže a přímočarých hydromotorů. V sestavných výkresech jsou uvedeny hlavní rozměry nakreslené součástí. Přímočaré hydromotory mají na výkrese uveden kusovník použitých těsnění.

## Cíl práce

Cílem práce je návrh hydraulického pohonu jeřábu se zalomeným výložníkem. Jsou porovnány koncepty pohonu a je vybrán lépe vyhovující koncept, který je dále rozpracován a použit pro pohon jeřábu. Hlavní parametry hydraulického pohonu jsou dle zadaných hodnot dopočítány. Dále je cílem práce nakreslení schématu hydraulického obvodu s kusovníkem použitých komponentů. Je uveden podrobný popis sekvence ventilů pro rozjezd navijáku jeřábu. Cílem jsou také sestavné výkresy hydraulické nádrže a přímočarých hydromotorů.

## 2 Historie a rozdělení jeřábů

Vynález jeřábu jako takového předcházelo vynalezení kola, následně kladkostroje a prvních zdvihacích zařízení. První jeřáby fungovaly na principu páky a až později se začaly používat kladky a první kladkostroje. Nejstarší nalezený písemný popis jeřábu byl z 1. stol. před n. l. Popsal ho římský architekt a inženýr Vitruvius ve své knize pro stavitele jeřábů. [1]

### 2.1 Rozdělení jeřábů dle konstrukce

#### 2.1.1 Jeřáby mostového typu

Jeřáby s úchopným zařízením zavěšeným na kočce, kladkostroji nebo výložníkové nástavbě, které se pohybují po mostě jeřábu. [2]

##### Mostový jeřáb

Most jeřábu je přímo podepírán pojezdovými podvozky o jeřábovou dráhu. Tyto jeřáby se nejčastěji používají ve výrobních halách a ve venkovních skladech. Ovládají se dálkovým ovladačem nebo ovladačem připevněným na laně, které visí z mostu jeřábu na úroveň obsluhy. U větších tonáží se jeřáb ovládá z kabiny upevněné na jeřábu. Tonáže se pohybují od 60 kg pro jednoduché jeřáby pro manipulaci s výrobky na pracovních stolech až po velké nosnosti 250 tun a více. [2]



Obr. 1 Mostový jeřáb [3]

##### Portálový mostový jeřáb

Most jeřábu je podepírán nosníky, které se pohybují přímo po kolejnicích. Používají se ve venkovních skladech a v přístavech pro nakládání a vykládání lodních kontejnerů z lodí. Malé verze portálových jeřábů se nepohybují po kolejnicích, ale po vlastních kolech. Využívají se na přenos výrobků po výrobních halách. Tonáže jsou od desítek kilogramů až po 800 tun, u speciálních případů i více. [2]





Obr. 2 Portálový mostový jeřáb [4]

### **Poloportálový mostový jeřáb**

Most jeřábu, je z jedné strany podepírán přímo kolejovou dráhou a z druhé strany je podepřen nosníkem, který se pohybuje po kolejích. Je to kombinace portálového a mostového jeřábu. Používají se nejčastěji ve výrobních halách, kde je více oddělených pracovišť a obyčejný mostový jeřáb by nepokryl potřebu všech pracovišť. Tonáže jsou obdobné jako u mostových jeřábů. [2]



Obr. 3 Poloportálový mostový jeřáb [5]

### **2.1.2 Jeřáb s nosnými lany**

Jeřáby s úchopným zařízením zavěšeným na kočce, která se pohybuje po nosných lanech ukotvených na podpěrách. [2]

#### **Lanový jeřáb**

Nosné lana jeřábu jsou ukotvena na podpěrách, které mohou být pohyblivé. Tento druh jeřábů se často používá například u stavění mostů, kdy je potřeba překonat velké vzdálenosti mezi pilíři, břehy nebo překonat hluboká údolí. Dále se používají v lesnictví ke stahování kmenů stromů ze svahů. [2]

## **Portálový lanový jeřáb**

Nosné lana jsou upevněná na konci mostu, který je na podpěrách.

### **2.1.3 Jeřáb výložníkového typu**

Jeřáb s úchopným zařízením zavěšeným na výložníku nebo na kočce, která se pohybuje po výložníku. Věžová nástavba je uložena na ložiscích, aby se jeřáb mohl otáčet. [2]

## **Portálový otočný jeřáb**

Otočný jeřáb namontovaný na portálové konstrukci, která je pohyblivá a je pod ní umožněn průjezd silničním vozidlům nebo železničním vagónům. Používají se v přístavech a ve skladech, kde je díky portálové konstrukci umožněn průjezd nad uskladněným materiálem. Tonáže jsou obdobné jako u portálových jeřábů. [2]



Obr. 4 Portálový otočný jeřáb [6]

## **Poloportálový otočný jeřáb**

Otočný jeřáb namontovaný na poloportálové konstrukci. Jedna strana jeřábu je podepírána nosníkem, který jezdí po koleji a druhá strana se pohybuje přímo po kolejové dráze. [2]

## **Mobilní jeřáb**

Jeřáb s věžovou nástavbou umístěnou na pohyblivém podvozku, nejčastěji na kolovém nebo pásovém. Není závislý na pevné pojezdové dráze a je mobilní s vlastním pohonem. Často tento druh jeřábů používá hydraulický pohon, protože umožňuje dostatečný výkon při potřebné mobilitě. [2]



Obr. 5 Mobilní jeřáb [7]

### **Věžový jeřáb**

Výložník jeřábu je umístěn na konci svislé věže a na ložiscích, aby se mohl otáčet. Po výložníku se pohybuje kočka a z druhé strany je vyvažována závažím tak, aby celková síla zátěže vždy směřovala kolmo přes věž do základů. [2]



Obr. 6 Věžový jeřáb [8]

### **Železniční jeřáb**

Věžová nástavba jeřábu je umístěna na podvozku umožňující jízdu po železniční trati. Vagón s touto nástavbou je většinou tažen lokomotivou. [2]



Obr. 7 Železniční jeřáb [9]

## Plovoucí jeřáb

Jeřáb je trvale umístěn na plovoucím pontonu s vlastním pohonem nebo je vlečený remorkérem. Tento typ jeřábu je často používán pro přepravu nebo zvedání rozměrných a velmi těžkých břemen na moři. [2]



Obr. 8 Plovoucí jeřáb s nosností 2x10000tun [10]

## Palubní jeřáb

Jeřáb je umístěn na palubě lodi. Slouží k nakládání a vykládání nákladu z lodi a na loď. [2]



Obr. 9 Palubní jeřáb [11]

## Stožárový jeřáb

Jeřáb je otočný a jeho výložník je upevněn v kloubu, který je v základech. Ke kloubu je připevněn i pomocný svislý sloup, přes který je výložník uchycen lany. [2]

### a) Derikový jeřáb

Je to druh stožárového jeřábu, jehož hlavní sloup je ukotven lany k zemi.

### b) Stožárový jeřáb s pevnou podpěrrou

Druhý druh stožárového jeřábu, jehož hlavní sloup je ukotven pevnými podpěrami.



## Konzolový jeřáb

Kočka nebo jiné úchopné zařízení je zavěšeno na konzole, která je upevněna ke sloupu. Kočka má možnost pohybu po konzoli. Sloup bývá otočný nebo pojízdný pro lepší rozsah jeřábu. [2]

### a) Sloupový konzolový jeřáb

Sloup je pevně ukotven a otáčí se jen konzola nebo se sloup otáčí celý. Je ukotven v otočném pouzdru, které je zabudované v základech.



Obr. 10 Sloupový konzolový jeřáb [12]

### b) Pojízdný konzolový jeřáb

Konzola jeřábu je připevněna ke stěně nebo je pohyblivá po nadzemní kolejové dráze, která je upevněna na stěně nebo na pomocné konstrukci. [2]



Obr. 11 Pojízdný konzolový jeřáb [13]

### c) Bicyklový jeřáb

Jeřáb se pohybuje po pozemní kolejové dráze a je podepírán horním vedením.

### 3 O společnosti Huisman

Práce byla vypracována s podporou společnosti Huisman Equipment BV, která byla založena v Holandsku v roce 1927 panem M. M. Huismanem jako společnost vyrábějící ocelové konstrukce. Dnes se společnost zabývá výrobou jeřábů (především lodních), navijákových systémů, vrtných souprav, systémů na pokládání podmořských kabelů a potrubí, designem lodí a dalšími speciálními projekty. Další dceřiné společnosti jsou po celém světě a to v Brazílii, Číně, Norsku, České republice, Austrálii, Singapuru a ve Spojených státech amerických. [16]

Česká pobočka Huisman Konstrukce s.r.o. byla založena v roce 1997 ve Sviadnově u Frýdku-Místku. Zabývá se výrobou ocelových konstrukcí (například horské dráhy, bubny pro skladování podmořských kabelů, atd.), dále vyrábí lodní jeřáby, vrtné soupravy, lodní hydraulické agregáty, hydraulické válce, navijáky a jejich rámy, kompenzátory mořského vlnobití a další. Dnes má česká pobočka přibližně 500 zaměstnanců a s rostoucím portfoliem výrobků se počítá s dalším rozšiřováním zdejší pobočky. [16]



Obr. 12 Vrtná souprava LOC 400 [14]

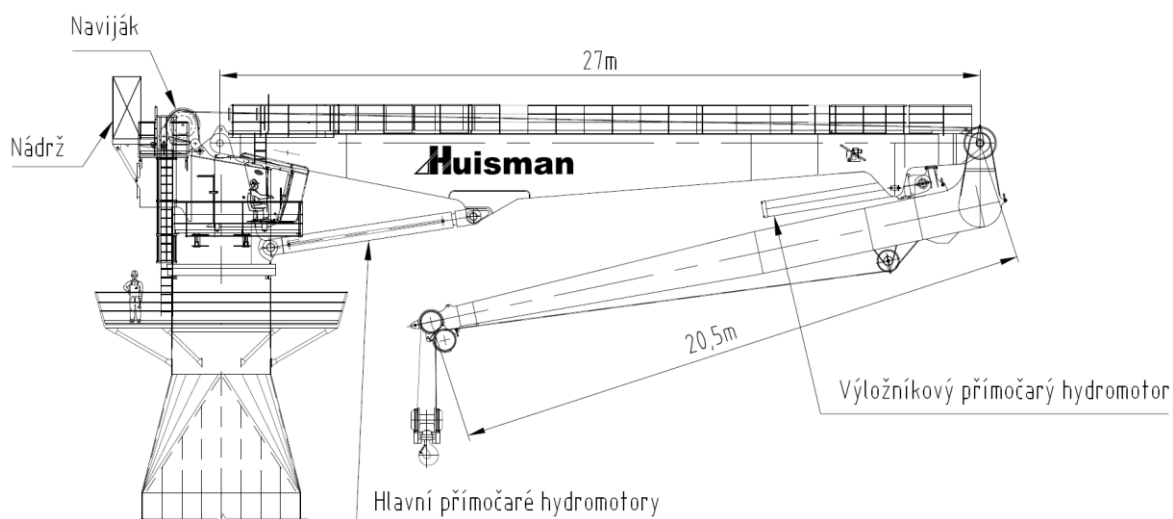
## 4 Popis jeřábu se zalomeným výložníkem

Zadaný jeřáb se zalomeným výložníkem je konstruován pro použití na lodních palubách. Výložníkem je schopný dosáhnout i pod úroveň paluby. Maximální dosah ramene jeřábu je 45 metrů s nosností 13 tun. Maximální nosnost je 65 tun na vzdálenost až 23 metrů. Jeřáb se používá na přepravu nákladu mezi loďmi na moři, na nakládání materiálu na loď, pro přepravu osob a na další jiná použití. S nákladem lze manipulovat i pod vodní hladinou.

Rameno jeřábu je rozdělené na dvě části. Hlavní část ramene je zvedána dvěma hydraulickými válci a je dlouhá 27 metrů. Výložník je dlouhý 20,5 metrů a s hlavní částí ramene je spojen čepem. Pohyb výložníku je uskutečněn jedním hydraulickým válcem. Hydraulické a elektrické komponenty jsou umístěny uvnitř konstrukce jeřábu. Kromě hydraulické nádrže, která je umístěna vně jeřábu.



Obr. 13 Jeřáb se zalomeným výložníkem PMC 4800-65 [15]



Obr. 14 Schéma jeřábu

## 5 Srovnání otevřeného a uzavřeného hydraulického obvodu

### 5.1 Otevřený hydraulický obvod

Princip otevřeného obvodu je, že veškerá kapalina, kterou hydrogenerátor nasaje z nádrže a pod tlakem odvede dále do obvodu, se po vykonání práce v hydromotoru vrátí zpět do nádrže. V odpadní linii se ještě může nacházet filtr a chladič pro úpravu kapaliny, která se vrací do nádrže. Ovládání směru proudění kapaliny je realizováno pomocí řídicích ventilů, pro přesnější ovládání se používají proporcionální rozvaděče nebo servo ventily.

Použitý otevřený obvod se bude skládat ze dvou hydrogenerátorů (HG1 a HG2). Každý je poháněn vlastním elektromotorem. Elektromotory budou použity dva, z důvodu možné poruchy. Když dojde k poruše, musí být jeřáb nadále schopen pohybu i s jedním fungujícím elektromotorem. Kapalina z hydrogenerátorů bude potrubím vedena do hlavních řídicích bloků. Pomocí nich se budou řídit hydraulické válce (HM1, HM2, HM3), hydromotor navijáku (HM4) a hydromotory otáčení (HM5, HM6, HM7, HM8).

Velikost hydrogenerátorů se určí podle největšího spotřebiče a to jsou hlavní přímočaré hydromotory (hydraulické válce). Není podmínkou, aby všechny funkce fungovaly v maximální míře v jeden okamžik. Proto při pohybu hlavním ramenem nebude možné pohybovat s ostatními funkcemi nebo bude pohyb možný, jen v omezené míře na úkor rychlosti hlavních válců. Díky tomuto zapojení se mohou použít menší hydrogenerátory a elektromotor o nižším výkonu a tím snížit náklady na hydraulický obvod.

Otevřený obvod je schematicky rozkreslen v příloze JKBC-OB01.



**Výhody:**

- méně hydrogenerátorů,
- méně rozdílných hydrogenerátorů,
- menší zástavbový prostor,
- levnější hydrogenerátory,
- systém je použitý i u jiných jeřábů této společnosti,
- obvod lze snadno pohánět jiným hydraulickým agregátem.

**Nevýhody:**

- větší hluk z důvodu konstantního chodu v tlakové zátěži,
- nižší životnost hydrogenerátoru,
- větší nároky na chlazení,
- potřeba dražších ventilů pro ovládání hydromotorů.

## **5.2 Uzavřený hydraulický obvod**

Princip uzavřeného obvodu je, že kapalina obíhá mezi hydrogenerátorem a hydromotorem bez průchodu nádrží. Obvod má jen malou nádrž a pomocné čerpadlo (HG8), které do obvodu doplňuje kapalinu, která v důsledku netěsností otekla z obvodu. Pomocné čerpadlo má další funkci, díky proplachovacímu bloku vyměňuje kapalinu v obvodu. Výměna se provádí z důvodu zahřívání kapaliny, kvůli kterému kapalina ztrácí své vlastnosti. Tím, že se do obvodu přivede nová chladná kapalina a zahřátá se odvede z obvodu do nádrže, zchladí se olej v obvodu a vlastnosti kapaliny zůstanou na požadovaných hodnotách.

V uzavřených obvodech se používá axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou (HG4, HG5, HG6, HG7). Pro řízení směru proudění kapaliny se mění úhel naklonění desky a tedy i velikost geometrického objemu. V uzavřených obvodech se úhel naklonění desky mění i přes nulovou hodnotu do záporného naklonění, tím se změní směr proudění kapaliny a hydromotor se otáčí opačným směrem. Díky řízení směru průtoku hydrogenerátorem, není zapotřebí do obvodu montovat ventily pro řízení směru proudění kapaliny.

Pro řešený jeřáb jsou opět k dispozici dva elektromotory. Jeden fungující elektromotor musí zvládnout pohánět v omezené míře, každou funkci jeřábu. Potřebný průtok a tedy i požadovaný geometrický objem hydrogenerátorů pro každou funkci, musí být rozdělen na dva hydrogenerátory o menším geometrickém objemu. Přesněji, jeden elektromotor bude pohánět tři hydrogenerátory o polovičním potřebném geometrickém objemu pro pohon hydraulických válců (HM1, HM2, HM3), hydromotor navijáku (HM4) a hydromotory otáčení (HM5, HM6, HM7, HM8).

Uzavřený obvod je schematicky rozkreslen v příloze JKBC-OB02.

**Výhody:**

- menší ztráty a tedy účinnější obvod,
- energie při spouštění zátěže lze využít pro jiný pohyb,
- není potřeba dalšího řízení pomocí ventilů (rozvaděčů).

**Nevýhody:**

- větší počet hydrogenerátorů,
- dražší hydrogenerátory,
- delší vedení, z důvodu dvojitého vedení do řídicích bloků a z důvodu většího počtu hydrogenerátorů,
- větší zástavbový prostor,
- složitější napojení na externí zdroj tlaku,
- potřeba pomocného hydrogenerátoru.

### **5.3 Výběr optimálního hydraulického obvodu**

Dle výše zmíněných argumentů se volí otevřený obvod. Vybrán byl z důvodu menšího počtu hydrogenerátorů a tedy z menšího nároku na zástavbový prostor. Veškeré hydraulické komponenty budou umístěny v tělese jeřábu, kde je omezený prostor a nelze jej použít pouze pro čerpadla. U otevřeného obvodu je ovládání realizováno rozvaděči, které jsou rychlejší a přesnější než ovládání regulačními hydrogenerátory, jak je tomu u uzavřeného obvodu. Hydraulické válce potřebují otevřený obvod, protože odlišné plochy pístů zapříčiňují rozdílný průtok. Z tohoto důvodu nelze použít pro řízení hydraulických válců regulační hydrogenerátor pro uzavřené obvody. Výhodnější je zvolit celkový otevřený obvod, než kombinovat otevřený obvod pro válce a uzavřený pro zbylé funkce.

## **6 Výpočty a volba hydromotorů, hydrogenerátorů, elektromotorů**

Potřebné parametry jednotlivých pohonů jsou zadány pracovníkem z oddělení konstrukce, který jeřáb navrhoval. Zadání obsahovalo jednotlivé zatížení hydraulických válců, jejich délku v zasunutém, vysunutém stavu a zdvih, způsob ukotvení, rychlost vysouvání a počet hydromotorů. Zadání pro naviják obsahovalo nominální otáčky a otáčky zrychleného pohybu bubnu navijáku. Dále převodový poměr převodovky a krouticí momenty pro jednotlivé otáčky. Pro otáčení jeřábu byl zadán počet hydromotorů,

převodový poměr převodovek, celkový maximální krouticí moment a otáčky pastorku ložiska.

Dle zadaných parametrů jsou vypočítané další potřebné hodnoty pro návrh hydrogenerátorů, hydromotorů a dalších komponentů, které budou umístěny v hydraulickém obvodu.

Veškeré komponenty jsou vybírány dle katalogů výrobců (Bosch Rexroth, Siemens, Hydac, Parker, Sun Hydraulics, MOOG, GS-Hydro, Walterscheid, Bucher hydraulics, Hydroma, Gestra, Kohler, Amot, Ivarcs, Oleoweb, Kobolt, KTR, Trelleborg). [17] [18] [19] [20] [21] [22] [23] [24] [25] [26] [27] [28] [29] [30] [31] [32] [33] [41]

## 6.1 Výpočet hlavních přímočarých hydromotorů

Zadání pro hlavní přímočaré hydromotory, hodnoty jsou uvedeny pro jeden hydromotor:

Počet	2 ks
Síla na píst	$F_1 = 4610 \text{ kN}$
Síla na pístnici (na mezikruží)	$F_2 = 785 \text{ kN}$
Maximální rychlost	$v_1 = 0,05 \text{ m/s}$
Zdvih	$h_1 = 5,3 \text{ m}$
Délka v zasunutém stavu	$l_{ZH} = 7,25 \text{ m}$
Délka ve vysunutém stavu	$l_{VH} = 12,55 \text{ m}$
Způsob uchycení	oko - oko

Následující výpočty jsou pro jeden přímočarý hydromotor. Hlavní parametry pro návrh rozměrů pístu a pístnice jsou průměry obou částí. Pro plochu  $S$  pístu, při známe síle  $F$  a tlaku  $p$  platí:

$$p = \frac{F}{S} [Pa] \Rightarrow S = \frac{F}{p} [m^2] \quad (6.1)$$

Z rovnováhy sil na válci se stanoví plocha pístu, kdy je znám pracovní tlak  $p_1 = 320 \text{ bar}$  a síla působící na píst  $F_1 = 4610 \text{ kN}$ .

Plocha pístu  $S'_1$ .

$$S'_1 = \frac{F_1}{p_1} = \frac{4,61 \cdot 10^6}{32 \cdot 10^6} = 0,1441 \text{ m}^2 \quad (6.2)$$

Průměr pístu se stanoví dle vztahu:

$$S'_1 = \frac{\pi \cdot D_1'^2}{4} \Rightarrow D'_1 = \sqrt{\frac{S'_1 \cdot 4}{\pi}} \quad (6.3)$$

$$D'_1 = \sqrt{\frac{0,1441 \cdot 4}{\pi}} = 0,4283 \text{ m} = 428,3 \text{ mm} \quad (6.4)$$

Plocha mezikruží se určí z rovnováhy sil působících na pístnici.

$$S'_2 = \frac{F_2}{p_1} = \frac{785000}{32 \cdot 10^6} = 0,0245 \text{ m}^2 \quad (6.5)$$

Odvozením ze vzorce pro plochu mezikruží se vyjádří průměr pístnice.

$$S'_2 = \frac{(D_1'^2 - d_1'^2) \cdot \pi}{4} \quad (6.6)$$

$$d_1' = \sqrt{D_1'^2 - \frac{4 \cdot S'_2}{\pi}} \quad (6.7)$$

$$d_1' = \sqrt{0,4283^2 - \frac{4 \cdot 0,0245}{\pi}} = 0,3902 \text{ m} = 390,2 \text{ mm} \quad (6.8)$$

Vypočtené průměry pístu a pístnice se zaokrouhlí na setiny metrů. Průměr pístu hydromotoru  $D_1 = 0,43 \text{ m}$  a průměr pístnice  $d_1 = 0,39 \text{ m}$ . Pro snížení váhy hlavních přímočarých hydromotorů se pístnice vyrobí v trubkovém provedení s vnitřním průměrem  $d_3 = 260 \text{ mm}$ . Na funkci hydromotoru to nebude mít vliv, jen se vnitřní průměr musí zohlednit při kontrole válců na vzpěr. Značení hydromotoru bude Ø430/Ø390xØ260-5300. Změnou průměrů se změní i plocha  $S'_1$  a  $S'_2$ .

Skutečná plocha pístu  $S_1$ .

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,43^2}{4} = 0,1452 \text{ m}^2 \quad (6.9)$$

Skutečná plocha mezikruží  $S_2$ .

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - d_1^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,43^2 - 0,39^2)}{4} = 0,0258 \text{ m}^2 \quad (6.10)$$

Pro vysunutí válce zadanou rychlostí se musí přivést do válce potřebný průtok. Ten se vypočte z rovnice kontinuity. Průtok se přivede na celou plochu pístu.

$$Q'_1 = v_1 \cdot S_1 = 0,05 \cdot 0,1452 = 0,00726 \text{ m}^3/\text{s} = 435,6 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (6.11)$$

Po výpočtu průtoku na jeden válec se zvolí hydrogenerátor. Ten se bude volit podle potřebného průtoku pro oba hlavní hydraulické válce, protože to jsou největší spotřebiče v obvodu a není podmínkou, aby všechny funkce jeřábu fungovaly v maximální míře, ve stejný okamžik.

## 6.2 Volba hydrogenerátorů

Při návrhu hydrogenerátoru se stanoví jeho geometrický objem. Platí rovnice:

$$Q = Vg \cdot n_{EM} \Rightarrow Vg = \frac{Q}{n_{EM}} \quad (6.12)$$

Otáčky elektromotoru se pro výpočet zvolí  $n'_{EM} = 1800$  ot/min. Po volbě elektromotoru se otáčky zpřesní. Na lodi, kde bude jeřáb instalovaný, je k dispozici elektrický proud o frekvenci  $f_{60} = 60$  Hz, z toho důvodu jsou otáčky vyšší než při  $f_{50} = 50$  Hz. Pro výpočet geometrického objemu v základních jednotkách je potřeba znát otáčky za sekundu.

$$n_{EM} = \frac{n'_{EM}}{60} = \frac{1800}{60} = 30 \text{ ot/s} \quad (6.13)$$

Geometrický objem se vypočte pro celkový průtok do obou hlavních válců, a proto se průtok do jednoho válce vynásobí dvěma.

$$Q'_c = 2 \cdot Q'_1 = 2 \cdot 0,00726 = 0,01452 \text{ m}^3/\text{s} \quad (6.14)$$

Nyní se může vypočítat celkový geometrický objem.

$$Vg'_c = \frac{Q'_c}{n_{EM}} = \frac{0,01452}{30} = 0,000484 \text{ m}^3 = 484 \text{ cm}^3 \quad (6.15)$$

Pro tak velký geometrický objem by byl jeden hydrogenerátor moc velký a z důvodu omezeného prostoru nelze koncept jednoho čerpadla použít. Proto se budou používat dva menší hydrogenerátory, jak bylo popsáno v kapitole 5. Pro tento účel se musí potřebný geometrický objem rozdělit na dva.

$$Vg'_1 = \frac{Vg'_c}{2} = \frac{484}{2} = 242 \text{ cm}^3 \quad (6.16)$$

Podle výsledného geometrického objemu bude vybrán hydrogenerátor, který se použije do hydraulického obvodu.

Dle potřebných specifikací a vlastností je vybrán hydrogenerátor od firmy **Bosch Rexroth** typ **H-A4VSO250DP/30R-PPB25N00**. S objemovou účinností  $\eta_v = 95\%$ , celkovou účinností  $\eta_{\text{CHG}} = 93\%$  a s geometrickým objemem  $Vg_1 = 250 \text{ cm}^3$ . Tento typ vyniká svou vysokou účinností, možností změny geometrického objemu, regulací na konstantní tlak a vyššími provozními otáčkami. Popis objednávacího kódu hydrogenerátoru je popsán v Tab. 1. [17]

Tab. 1 Popis objednávacího kódu hydrogenerátoru [17]

Označení	Význam
H	Hight-Speed-Version (vysokootáčková verze).
A4VS	Regulační axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou.
O	Hydrogenerátor pro otevřený obvod.
250	Velikost geometrického objemu a to 250 cm <sup>3</sup> .
DP	Způsob ovládání regulační desky, regulace na konstantní tlak.
30	Řada hydrogenerátorů.
R	Směr rotace výstupní hřídele.
P	Typ těsnění, NBR (nitrilový kaučuk) a FKM (fluoroelastomer) pro těsnění hřídele.
P	Způsob ukončení hřídele.
B	Montážní příruba se čtyřmi dírami pro šrouby.
25	Způsob připojení k výtlačnému a sacímu vývodu z hydrogenerátoru.
N00	Hydrogenerátor nemá průběžnou hřídel.

Po zvolení hydrogenerátoru se změní geometrický objem a tedy i průtok, který je potřeba přepočítat. Je známa i účinnost čerpadla, která také změní průtok.

$$Q_1 = \frac{V g_1 \cdot n_v}{1000000} \quad (6.17)$$

$$Q_1 = \frac{250 \cdot 30 \cdot 0,95}{1000000} = 0,007125 \text{ m}^3/\text{s} = 427,5 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (6.18)$$

Celkový průtok obou čerpadel  $Q_c$ .

$$Q_c = 2 \cdot Q_1 = 2 \cdot 0,007125 = 0,01425 \text{ m}^3/\text{s} = 855 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (6.19)$$

V hydraulickém obvodu bude k dispozici průtok  $Q_c = 855 \text{ dm}^3/\text{min}$ , s nímž budou pracovat všechny funkce jeřábu. Pro hydromotor navijáku a hydromotory otáčení, bude průtok škrcen, aby otáčky motorů nepřesahovaly své maximální limity.

### 6.3 Návrh výložníkového přímočarého hydromotoru

Zadání pro výložníkový válec:

Počet	1 ks
Síla na píst	$F_3 = 4610 \text{ kN}$
Síla na pístnici	$F_4 = 2950 \text{ kN}$
Maximální rychlost	$v_2 = 0,1 \text{ m/s}$
Zdvih	$h_2 = 4,435 \text{ m}$
Délka v zasunutém stavu	$l_{zD} = 0,675 \text{ m}$
Délka ve vysunutém stavu	$l_{vD} = 5,11 \text{ m}$

Vzdálenost od dna válce k ose čepu

$$l_{dč} = 5,115 \text{ m}$$

Způsob uchycení

čep – oko

Pro výpočet průměru pístu a pístnice se opět využije rovnováhy sil. Pro plochu  $S$  pístu, při známe síle  $F$  a tlaku  $p$  platí:

$$p = \frac{F}{S} [Pa] \Rightarrow S = \frac{F}{p} [m^2] \quad (6.20)$$

Plocha pístu  $S'_3$ . Pracovní tlak  $p_1 = 320 \text{ bar}$  a síla působící na píst  $F_3 = 4610 \text{ kN}$ .

$$S'_3 = \frac{F_3}{p_1} = \frac{4,61 \cdot 10^6}{32 \cdot 10^6} = 0,1441 \text{ m}^2 \quad (6.21)$$

Vzorec pro výpočet průměru se odvodí z rovnice pro výpočet plochy kruhu.

$$S'_3 = \frac{\pi \cdot D'^2_2}{4} \Rightarrow D'_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot S'_3}{\pi}} \quad (6.22)$$

$$D'_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1441}{\pi}} = 0,4283 \text{ m} = 428,3 \text{ mm} \quad (6.23)$$

Výpočet plochy mezikruží dle vzorce:

$$S'_4 = \frac{F_4}{p_1} = \frac{2,95 \cdot 10^6}{32 \cdot 10^6} = 0,0922 \text{ m}^2 \quad (6.24)$$

Ze vzorce pro výpočet plochy mezikruží se vyjádří průměr pístnice  $d'_2$ .

$$S'_4 = \frac{(D'^2_2 - d'^2_2) \cdot \pi}{4} \quad (6.25)$$

$$d'_2 = \sqrt{D'^2_2 - \frac{4 \cdot S'_4}{\pi}} = \sqrt{0,4283^2 - \frac{4 \cdot 0,0922}{\pi}} = 0,257 \text{ m} = 257 \text{ mm} \quad (6.26)$$

Rozměry hydraulického válce se zaokrouhlí na setiny metru. Na  $D_2 = 0,43 \text{ m}$  a  $d_2 = 0,26 \text{ m}$ . Značení válce bude tedy  $\varnothing 430/\varnothing 260-4435$ . Úpravou průměrů pístu a pístnice se změní plocha pístu a mezikruží.

Skutečná plocha pístu  $S_3$ .

$$S_3 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,43^2}{4} = 0,1452 \text{ m}^2 \quad (6.27)$$

Skutečná plocha mezikruží  $S_4$ .

$$S_4 = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - d_2^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,43^2 - 0,26^2)}{4} = 0,0921 \text{ m}^2 \quad (6.28)$$

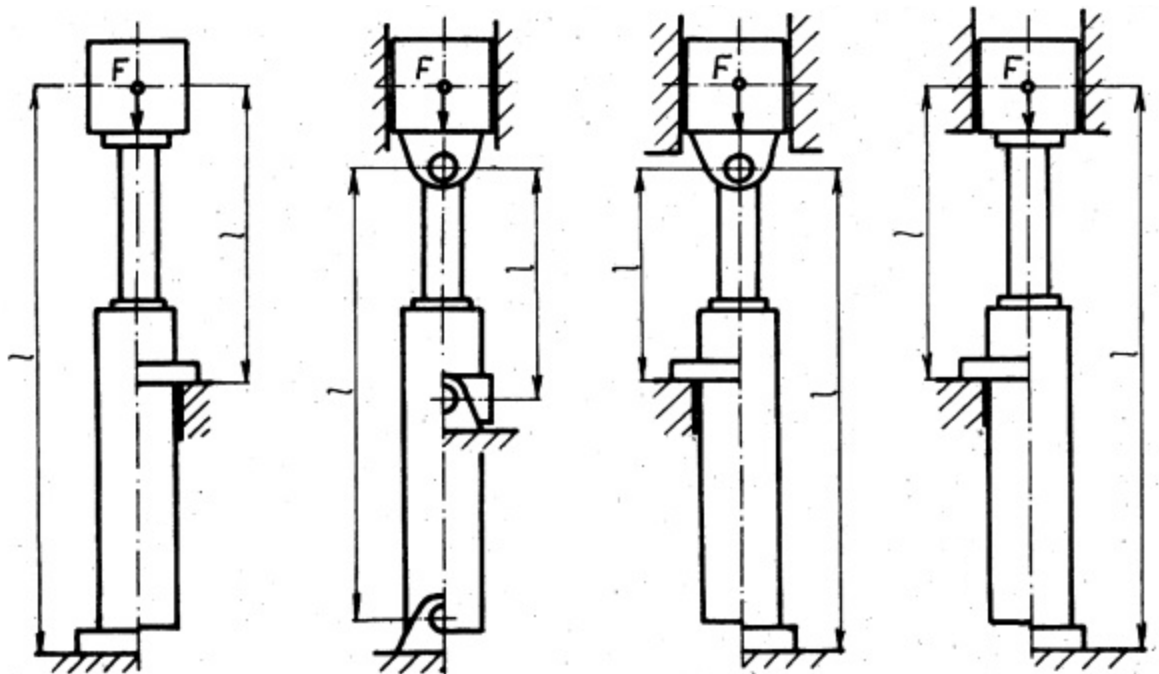
Celkový průtok v obvodu už je znám, pro kontrolu se přepočítá rychlost pohybu válce, jestli se pohybuje v zadané rychlosti.

$$v_{2s} = \frac{Q_c}{S_3} = \frac{0,01425}{0,1452} = 0,098 \text{ m/s} \quad (6.29)$$

Skutečná rychlost je o dvě tisícinny m/s nižší než zadaná rychlost  $v_2 = 0,1 \text{ m/s}$ , tento rozdíl je tak nepatrný, že nebude mít vliv na funkčnost zadaného jeřábu.

#### 6.4 Kontrola přímočarých hydromotorů na vzpěr

Kontrola se provádí z důvodu únosnosti přímočarých hydromotorů na zatěžující sílu  $F$ . Navržené rozměry hydromotorů splňují požadované hydraulické vlastnosti, ale nemusí snést zatížení z konstrukčního hlediska. Proto je potřeba zkontrolovat hydromotory na vzpěr. U kontroly podle Eulera se porovnává zatěžující síla se silou kritickou, při které nastává trvalé poškození materiálu válců. Při kontrole na vzpěrnou pevnost podle Tetmajera se porovnává napětí v tahu s kritickým napětím. Kontrola se provede na nejslabším článku, tedy na průměr pístnice a na celou délku vysunutého válce. Tím se zjednoduší výpočet, ale především bude hydromotor předimenzovaný a tedy bezpečnější. Ve skutečnosti se nemůže stát, že by na celé délce vysunutí držel zatížení jen průměr pístnice, protože polovinu zdvihu tvoří těleso hydromotoru, které má větší průměr a tedy i lepší odolnost ve vzpěru. Pro začátek se musí určit geometrické vlastnosti prutu, ty záleží na způsobu uložení hydraulického válce. [34]



Obr. 15 Možnosti uchycení přímočarých hydromotorů

$$l_{RED} = 2 \cdot l$$

$$l_{RED} = l$$

$$l_{RED} = \sqrt{\frac{1}{2}} \cdot l$$

$$l_{RED} = \sqrt{\frac{1}{2}} \cdot l$$



V zadaném případě jsou všechny válce uloženy na volném kloubu, tedy čepu. Proto redukovaná délka  $l_{RED}$  je rovna vzdálenosti mezi čepy. Pro volbu způsobu kontroly na vzpěrnou pevnost se porovná štíhlost pístnice  $\lambda$  s mezní štíhlostí  $\lambda_m$ . Pokud  $\lambda$  je vyšší než  $\lambda_m$ , tak je kontrola provedena podle Eulera. Když  $\lambda$  je nižší než  $\lambda_m$ , kontrola je provedena podle Tetmajera. [34]

Štíhlostní poměr je určen dle vztahu:

$$\lambda = \frac{l_{RED}}{i} \quad (6.30)$$

Poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístnice  $i$ .

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} \quad (6.31)$$

Kde  $S$  je plocha průřezu pístnice a  $J$  je kvadratický moment průřezu. Mezní štíhlost  $\lambda_m$  pro nelegované oceli se obvykle pohybuje od 99 až do 105. Zvolená hodnota  $\lambda_m = 100$ . [35]

Pro kruhový průřez platí:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} [m^4] \quad (6.32)$$

#### Dle Eulera:

Síla  $F_{kr}$ , která se počítá a porovnává se zatěžující silou, se podle Eulera počítá následující rovnicí.

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2} [N] \quad (6.33)$$

Kde  $E$  je Youngův modul pružnosti, který je pro ocel  $2,1 \times 10^5$  MPa.

Mírou bezpečnosti se zjistí míra předimenzování hydromotoru a tedy jeho bezpečnost vůči zdeformování.

Míra bezpečnosti dle Eulera  $k_E$ .

$$k_E = \frac{F_{kr}}{F} \quad (6.34)$$

#### Dle Tetmajera:

Napětí v tahu  $\sigma_t$  musí být menší než kritické napětí  $\sigma_{KR}$ . Napětí v tahu se vypočítá dle vztahu:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \quad (6.35)$$

Kritické napětí podle Tetmajera pro ocel třídy 11373. [35]

$$\sigma_{KR} = 289 - 0,82 \cdot \lambda \quad (6.36)$$

Míra bezpečnosti podle Tetmajera  $k_T$ .

$$k_T = \frac{\sigma_{KR}}{\sigma_t} \quad (6.37)$$

#### 6.4.1 Kontrola hlavních přímočarých hydromotorů na vzpěr

Pro výpočet se využijí výše popsané rovnice kontroly na vzpěr. V případě hlavních válců se bude počítat se silou  $F_1 = 4610 \text{ kN} = 4,61 \text{ MN}$ , délkou ve vysunutém stavu  $l_{vH} = 12,550 \text{ m}$ , průměrem pístnice  $d_1 = 0,39 \text{ m}$  a vnitřním průměrem pístnice  $d_3 = 0,26 \text{ m}$ . Výpočet se provádí na jeden hydromotor.

Nejprve je potřeba rozhodnout, podle jaké metody bude kontrola vzpěrné pevnosti provedena.

$$\lambda_1 = \frac{l_{vH}}{\sqrt{\frac{J_H}{S_{pH}}}} \quad (6.38)$$

Výpočet kvadratického momentu  $J_H$ .

$$J_H = \frac{\pi \cdot (d_1^4 - d_3^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (0,39^4 - 0,26^4)}{64} = 0,00091129 \text{ m}^4 \quad (6.39)$$

Plocha pístnice  $S_{pH}$  se stanoví dle vztahu:

$$S_{pH} = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_3^2)}{4} \quad (6.40)$$

$$S_{pH} = \frac{\pi \cdot (0,39^2 - 0,26^2)}{4} = 0,0664 \text{ m}^2 \quad (6.41)$$

Štíhlostní poměr pístnice hlavního hydromotoru  $\lambda_1$ .

$$\lambda_1 = \frac{12,55}{\sqrt{\frac{0,00091129}{0,0664}}} = 107,1 \quad (6.42)$$

Štíhlostní poměr  $\lambda_1 = 107,1$  je větší než mezní štíhlost  $\lambda_m = 100$ . Kontrola je provedena podle Eulera.

Dle Eulera je kontrolovaná kritická síla  $F_{krH}$ .

$$F_{krH} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_H}{l_{vH}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,00091129}{12,55^2} = 11,992 \text{ MN} \quad (6.43)$$

Pak se porovnává zatěžující síla se silou kritickou.

$$F_1 < F_{krH}$$

Zatěžující síla je nižší než kritická síla a tedy hydromotor vyhovuje.

Míra bezpečnosti dle Eulera  $k_{EH}$ .

$$k_{EH} = \frac{F_{krH}}{F_1} = \frac{11,992}{4,61} = 2,6 \quad (6.44)$$

#### 6.4.2 Kontrola výložníkového přímočarého hydromotoru na vzpěr

Kontrola výložníkového hydromotoru je obdobná jako výpočet hlavních hydromotorů. Zadané parametry hydromotoru jsou zatěžující síla  $F_3 = 4610 \text{ kN} = 4,61 \text{ MN}$ , délka ve vysunutém stavu  $l_{vD} = 5,11 \text{ m}$  a průměr pístnice  $d_2 = 0,26 \text{ m}$ .

Nejprve je výpočet kvadratického momentu  $J_D$ .

$$J_D = \frac{\pi \cdot d_2^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,26^4}{64} = 0,000224317 \text{ m}^4 \quad (6.45)$$

Průměr pístnice výložníkového hydromotoru  $S_{pD}$ .

$$S_{pD} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \quad (6.46)$$

$$S_{pD} = \frac{\pi \cdot 0,26^2}{4} = 0,0531 \text{ m}^2 \quad (6.47)$$

Dále se vypočítá štíhlostní poměr  $\lambda_2$  a určí se, podle jaké metody bude kontrola provedena.

$$\lambda_2 = \frac{l_{vD}}{\sqrt{\frac{J_D}{S_{pD}}}} \quad (6.48)$$

$$\lambda_2 = \frac{5,11}{\sqrt{\frac{0,000224317}{0,0531}}} = 78,62 \quad (6.49)$$

Štíhlostní poměr  $\lambda_2 = 78,62$  je menší než mezní štíhlost  $\lambda_m = 100$ . Kontrola je provedena podle Tetmajera.

Napětí v tahu  $\sigma_{tD}$ .

$$\sigma_{tD} = \frac{F_3}{S_{pD}} \quad (6.50)$$

$$\sigma_{tD} = \frac{4610000}{0,0531} = 86817326 \text{ Pa} = 86,8 \text{ MPa} \quad (6.51)$$

Kritické napětí  $\sigma_{KR}$  podle Tetmajera pro případ, kdy je pístnice vyrobena z oceli třídy 11373. Pístnice bude vyrobena z oceli 11373 nebo lepší.

$$\sigma_{KRD} = 289 - 0,82 \cdot \lambda_2 \quad (6.52)$$

$$\sigma_{KRD} = 289 - 0,82 \cdot 78,62 = 224,5 \text{ MPa}$$

Napětí v tahu  $\sigma_{tD}$  je nižší než kritické napětí  $\sigma_{KRD}$ . Pístnice vyhovuje a lze ji použít pro navrhovaný jeřáb.

Míra bezpečnosti dle Tetmajera  $k_{TD}$ .

$$k_{TD} = \frac{\sigma_{KRD}}{\sigma_{tD}} = \frac{224,5}{86,8} = 2,6 \quad (6.53)$$

## 6.5 Volba rotačního hydromotoru navijáku

Zadání pro naviják:

Nominální otáčky navijáku (65t)	$n_n = 27 \text{ ot/min}$
Otáčky navijáku při zrychleném pohybu (50t)	$n_{zp} = 36 \text{ ot/min}$
Převodový poměr převodovky	$i_n = 89,5$
Krouticí moment na navijáku (nom. otáčky)	$M_n = 85000 \text{ Nm}$
Krouticí moment na navijáku (ot. zrychlený pohyb)	$M_{zp} = 66000 \text{ Nm}$

První krok volby hydromotoru bude přepočítání otáček a momentu bubnu navijáku na hodnoty hydromotoru. Hodnoty se přepočítávají přes převodový poměr převodovky.

Nominální otáčky hydromotoru  $n_{nm}$ .

$$n_{nm} = n_n \cdot i_n = 27 \cdot 89,5 = 2416,5 \text{ ot/min} \quad (6.54)$$

Otáčky hydromotoru při zrychleném pohybu  $n_{zpm}$ .

$$n_{zpm} = n_{zp} \cdot i_n = 36 \cdot 89,5 = 3222 \text{ ot/min} \quad (6.55)$$

Krouticí moment na hydromotoru (nominální otáčky)  $M_{nm}$ .

$$M_{nm} = \frac{M_n}{i_n} = \frac{85000}{89,5} = 950 \text{ Nm} \quad (6.56)$$

Krouticí moment na hydromotoru (otáčky zrychleného pohybu)  $M_{zpm}$ .

$$M_{zpm} = \frac{M_{zp}}{i_n} = \frac{66000}{89,5} = 737 \text{ Nm} \quad (6.57)$$

Po přepočtení otáček a momentů se může vypočítat geometrický objem hydromotoru. Geometrický objem rotačního hydromotoru se počítá z rovnosti mechanického a hydraulického výkonu.

$$P_m = P_h \quad (6.58)$$

$$M_k \cdot \omega = p \cdot Q \quad (6.59)$$

Do rovnice se dosadí za úhlovou rychlost a průtok následující rovnice.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (6.60)$$

$$Q = Vg \cdot n \quad (6.61)$$

Po dosazení vznikne rovnice ve tvaru.

$$M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = p \cdot Vg \cdot n \quad (6.62)$$

Z rovnice se vyjádří geometrický objem  $Vg$ .

$$Vg = \frac{M_k \cdot 2\pi}{p} \quad (6.63)$$

Do rovnice pro geometrický objem se dosadí veličiny pro nominální otáčky. A vypočítá se  $Vg'_{Mn}$ . Tlak pro rotační hydromotory navijáku a otáčení je stejný jako pro přímočaré hydromotory, tedy tlak  **$p_1 = 320 \text{ bar}$** .

$$Vg'_{Mn} = \frac{M_{nm} \cdot 2\pi}{p_1} = \frac{950 \cdot 2\pi}{32000000} = 0,0001865 \text{ m}^3 = 186,5 \text{ cm}^3 \quad (6.64)$$

Hydromotor navijáku se volí rotační axiální pístový s nakloněným blokem. Je vybrán typ **A6VM250EZ2/63W2-VZB010FB** od společnosti **Bosch Rexroth**. S geometrickým objemem  $250 \text{ cm}^3$ . Byl vybrán typ s větším objemem, než je zapotřebí, z důvodu možnosti nastavení maximálního a minimálního geometrického objemu na požadované hodnoty. Typ s nižším a s lépe vyhovujícím geometrickým objemem  $Vg = 200 \text{ cm}^3$  nemohl mít minimální geometrický objem nastaven na požadovanou hodnotu.

Maximální geometrický objem se omezí na hodnotu  $Vg_{Mnmax} = 240 \text{ cm}^3$ . Pro možnost korekce maximálního geometrického objemu při upravování výstupních parametrů během uvádění jeřábu do provozu. Při úpravě maximálního geometrického objemu se dopočítá potřebný průtok pro hydromotor, protože maximální průtok z hydrogenerátorů bude nadbytečný. Omezení průtoku se provede proporcionálním rozvaděčem, který bude řídit průtok a směr proudění kapaliny. Výhodou omezení průtoku bude možnost využití zbylého průtoku pro další funkce jeřábu.

Potřebný průtok  $Q_N$  pro hydromotor navijáku se stanoví dle vzorce.

$$Q = Vg \cdot n \quad (6.65)$$

$$Q_N = \frac{240 \cdot 2416,5}{1000} = 580 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (6.66)$$

Při objednávání hydromotoru je zapotřebí uvést nastavení maximálního a minimálního geometrického objemu. Maximální geometrický objem je zvolen výše a minimální geometrický objem se odvodí z rovnice pro výpočet průtoku.

$$Q = Vg_{Mnmin} \cdot n \Rightarrow Vg_{Mnmin} = \frac{Q}{n} \quad (6.67)$$

Minimální geometrický objem bude sloužit pro zrychlený pohyb, způsob ovládání je popsán níže. Nyní se dosadí zadané a vypočítané hodnoty pro hydromotor navijáku při zrychleném pohybu, průtok  $Q_N = 580 \text{ dm}^3/\text{min}$  a otáčky  $n_{zpm} = 3222 \text{ ot/s}$ .

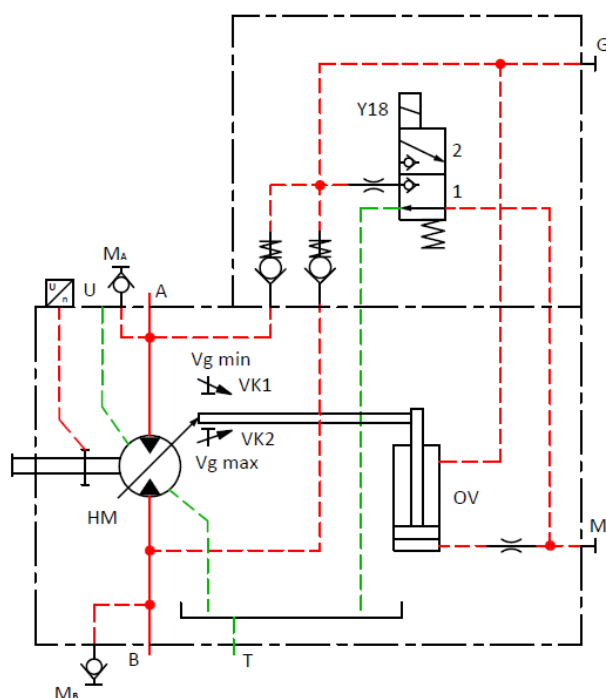
$$Vg_{Mnmin} = \frac{Q_N \cdot 1000}{n_{zpm}} = \frac{580 \cdot 1000}{3222} = 180 \text{ cm}^3 \quad (6.68)$$

Minimální geometrický objem se omezí na  $Vg_{nmin} = 180 \text{ cm}^3$ .

V Tab. 2 je podrobně rozepsán objednávací kód vybraného hydromotoru.

Tab. 2 Popis objednávacího kódu hydromotoru navijáku [17]

Označení	Význam
A6VM	Regulační axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem.
250	Geometrický objem $250 \text{ cm}^3$ .
EZ2	Způsob řízení geometrického objemu hydromotoru.
63	Řada hydromotoru.
W	Hydromotor se otáčet ve směru a proti směru otáčení hodinových ručiček.
2	Možný rozsah nastavení geometrického objemu.
V	Materiál těsnění FKM (fluoroelastomer).
Z	Drážkované ukončení výstupní hřídel.
B	Montážní příruba se čtyřmi otvory pro šrouby.
010	Hlavní porty pro SAE přípoje.
F	Připraveno pro senzor otáček, ale samotný snímač není dodán s hydromotorem
B	Začátek regulace geometrického objemu na hodnotě $Vg_{max}$ .



Obr. 16 Diagram ovládání hydromotoru A6VM250EZ2

Na Obr. 16 je znázorněn obvod pro řízení geometrického objemu zvoleného hydromotoru. V normálním stavu hydromotor (HM) pracuje s maximálním geometrickým objemem, v tomto případě je  $V_{g_{\max}} = 240 \text{ cm}^3$ . Po přivedení tlaku do větve A nebo B se tlak dostane i na stranu pístnice ovládacího válce (OV) a nastaví maximální geometrický objem. Po přivedení napětí na cívku (Y18) se rozvaděč přestaví do polohy 2 a přivede tlak na stranu pístu ovládacího válce, válec změní geometrický objem na minimální hodnotu  $180 \text{ cm}^3$ . Krajní polohy geometrického objemu se nastaví vymešovými kolíky (VK1 a VK2). Cívka (Y18) se spustí při potřebě rychloposuvu. Tím, že se geometrický objem zmenší a průtok zůstává neměnný, zvýší se otáčky hydromotoru.

Snímač otáček není součástí dodávky, a proto je vybrán od společnosti Bosch Rexroth. Je zaručena kompatibilita se zvoleným hydromotorem, který je od stejného výrobce. Typ senzoru je HDD2L32PA/20.

### 6.5.1 Kontrola hydromotoru navijáku na krouticí momenty

Po zvolení hydromotoru a geometrických objemů je zapotřebí zkontrolovat jestli dané parametry motoru splňují požadavky na krouticí moment. Ten se vyjádří opět z rovnosti hydraulického a mechanického výkonu.

$$M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = \Delta p \cdot Vg \cdot n \quad (6.69)$$

$$M_k = \frac{\Delta p \cdot Vg}{2\pi} \quad (6.70)$$

Nyní se do vzorce dosadí hodnoty pro maximální geometrický objem hydromotoru. A vypočte se krouticí moment při nominálních otáčkách hydromotoru.

$$M_{nms} = \frac{p_2 \cdot Vg_{Mnmax}}{2\pi} = \frac{32 \cdot 10^6 \cdot 0,00024}{2\pi} = 1222 \text{ Nm} \quad (6.71)$$

Krouticí moment, kterého je potřeba dosáhnout, má velikost  $M_{nm} = 950 \text{ Nm}$  a navržený pohon zvládne moment o velikosti  $M_{zpm} = 1222 \text{ Nm}$ . Pohon tedy vyhovuje a nyní se zkontroluje moment při rychloposuvu. Ten se vypočítá obdobně jako krouticí moment při nominálních otáčkách. Rozdíl je v dosazení minimálního geometrického objemu hydromotoru.

$$M_{zpm} = \frac{p_2 \cdot Vg_{Mnmin}}{2\pi} = \frac{32 \cdot 10^6 \cdot 0,00018}{2\pi} = 917 \text{ Nm} \quad (6.72)$$

Požadovaný krouticí moment je  $737 \text{ Nm}$ . Hydromotor dosahuje momentu  $917 \text{ Nm}$ . Hydromotor vyhovuje a lze jej použít pro pohon navijáku.

## 6.6 Volba rotačních hydromotorů otáčení

Zadání pro otáčení jeřábu:

Počet hydromotorů	4 ks
Celkový krouticí moment	$M_{oc} = 327000 \text{ Nm}$
Nominální otáčky ložiska	$n_{ol} = 0,5 \text{ ot/min}$
Nominální otáčky pastorku ložiska	$n_{op} = 5,4 \text{ ot/min}$
Převodový poměr převodovky	$i_o = 413,6$

Nejprve je zapotřebí přepočítat moment a otáčky na hodnoty, které jsou na hydromotoru. Hodnoty se přepočítávají pomocí převodového poměru převodovky.

Nominální otáčky hydromotoru otáčení  $n_{opm}$ .

$$n_{opm} = n_{op} \cdot i_o = 5,4 \cdot 413,6 = 2233 \text{ ot/min} \quad (6.73)$$

Celkový krouticí moment na hydromotorech otáčení  $M_{ocm}$ .

$$M_{ocm} = \frac{M_{oc}}{i_o} = \frac{327000}{413,6} = 790,6 \text{ Nm} \quad (6.74)$$

K volbě hydromotoru je zapotřebí podělit celkový moment počtem hydromotorů. A  $M_{ocm1}$  tedy bude.

$$M_{ocm1} = \frac{M_{ocm}}{4} = \frac{790,6}{4} = 197,7 \text{ Nm} \quad (6.75)$$

Rotační hydromotory se dělí dle geometrického objemu v  $\text{cm}^3$ . Proto je zapotřebí zjistit potřebný geometrický objem a ten se vyjádří z rovnice rovnosti hydraulického a mechanického výkonu. Po dosazení za úhlovou rychlost a průtok vznikne rovnice ve tvaru.

$$M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = \Delta p \cdot Vg \cdot n \quad (6.76)$$

Z rovnice se vyjádří geometrický objem.

$$Vg = \frac{M_k \cdot 2\pi}{\Delta p} \quad (6.77)$$

Dosadí se hodnoty za krouticí moment a tlak. Tlak je stejný jako v případě navijáku a to  $p_2 = 320 \text{ bar}$ .

$$Vg'_{Mo} = \frac{M_{ocm1} \cdot 2\pi}{p_2} = \frac{197,7 \cdot 2\pi}{32 \cdot 10^6} = 38,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 38,8 \text{ cm}^3 \quad (6.78)$$

Nyní se může vybrat hydromotor. Byl zvolen hydromotor od firmy **Bosch Rexroth** a to typ **A2FM45/61W-VZB010**. Jedná se o neregulační rotační axiální pístový hydromotor



s nakloněným blokem. S geometrickým objemem  $V_{g_{Mo}} = 45,6 \text{ cm}^3$ . Všechny hydromotory otáčení jsou stejného typu.

Tab. 3 Popis objednávacího kódu hydromotoru otáčení [17]

Označení	Význam
A2FM	Neregulační axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem.
45	Geometrický objem $45,6 \text{ cm}^3$ .
61	Řada hydromotorů.
W	Hydromotor se otáčí ve směru a proti směru chodu hodinových ručiček.
V	Materiál těsnění FKM (fluoroelastomer).
Z	Drážkované ukončení výstupní hřídel.
B	Montážní příruba se čtyřmi otvory pro šrouby.
010	Hlavní porty pro SAE přípoje.

Po zvolení hydromotoru se musí vypočítat potřebný průtok pro jeden hydromotor. Průtok se vypočte ze vzorce.

$$Q = Vg \cdot n \quad (6.79)$$

Dosadí se hodnoty pro geometrický objem motoru a otáčky pastorku.

$$Q_{O1} = Vg_{Mo} \cdot n_{opm} = \frac{45,6 \cdot 2233}{1000} = 101,8 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (6.80)$$

Celkový průtok pro všechny hydromotory otáčení je čtyřnásobek průtoku jednoho motoru, protože jsou použity 4 stejné hydromotory.

$$Q_o = 4 \cdot Q_{O1} = 4 \cdot 101,8 = 407,2 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (6.81)$$

Celkový průtok z hydrogenerátorů je příliš velký, aby poháněl všechny hydromotory otáčení. Otáčky hydromotorů by byly vysoké a nesplňovaly by požadované hodnoty, v důsledku by se jeřáb otáčel přibližně až dvojnásobnou rychlostí. Škracení průtoku se provede proporcionálním rozvaděčem, který bude řídit směr a velikost průtoku. Průtok se omezí na hodnotu  $Q_{Os} = 415 \text{ dm}^3/\text{min}$ , průtok je zvýšen o účinnost hydromotorů. Přesný průtok se nastaví v řídicím softwaru až při uvádění jeřábu do provozu.

### 6.6.1 Maximální krouticí moment

Krouticí moment se po výběru hydromotoru a změně geometrického objemu zvýší. Určí se dle vzorce:

$$M_k = \frac{\Delta p \cdot Vg}{2\pi} \quad (6.82)$$

Po dosažení hodnot tlaku a geometrického objemu se určí velikost maximálního krouticího momentu.

$$M_{omax} = \frac{p_2 \cdot Vg_{Mo}}{2\pi} = \frac{32 \cdot 10^6 \cdot 0,0000456}{2\pi} = 232 \text{ Nm} \quad (6.83)$$

Maximální krouticí moment je  $M_{\text{omax}} = 232 \text{ Nm}$ .

## 6.7 Volba elektromotoru

K pohonu hydrogenerátorů jsou zapotřebí elektromotory s patřičným výkonem, který se musí vypočítat. Každý hydrogenerátor potřebuje vlastní elektromotor, proto se potřebný výkon elektromotoru vypočítá z parametrů jednoho hydrogenerátoru. Do výpočtu se zahrne i účinnost hydrogenerátoru. Pro volbu elektromotoru se vypočte výkon ze vzorce pro hydraulický výkon. Za tlak se dosadí maximální hodnota tlaku v obvodu, tedy tlak na pojišťovacím ventilu  $p_2 = 340 \text{ bar}$ , za průtok se dosadí skutečný průtok hydrogenerátoru. Celková účinnost hydrogenerátoru je  $\eta_{\text{CHG}} = 0,93$ .

$$P = \frac{\Delta p \cdot Q}{\eta_c} \quad (6.84)$$

$$P'_{EM} = \frac{p_2 \cdot Q_1}{\eta_{\text{CHG}}} = \frac{34 \cdot 10^6 \cdot 0,007125}{0,93} = 260484 \text{ W} = 260 \text{ kW} \quad (6.85)$$

Je zvolen elektromotor **SIEMENS 1LG6318-4MA9L2W6** s výkonem 250 kW. Tento výkon může být menší, protože uvedená hodnota výkonu u elektromotoru je pro frekvenci elektrického proudu  $f_{50} = 50 \text{ Hz}$ . Na lodi, kde bude jeřáb umístěn, je k dispozici proud o frekvenci  $f_{60} = 60 \text{ Hz}$  a elektromotor s touto frekvencí vygeneruje vyšší výkon, přesněji  $P_{\text{EM60}} = 288 \text{ kW}$  a otáčky  $n_{\text{EM}} = 1788 \text{ ot/min}$  a účinnost  $\eta_{\text{EM}} = 95,1\%$ . [18]

## 7 Akumulátor, chladič a nouzový pohon

### 7.1 Akumulátor

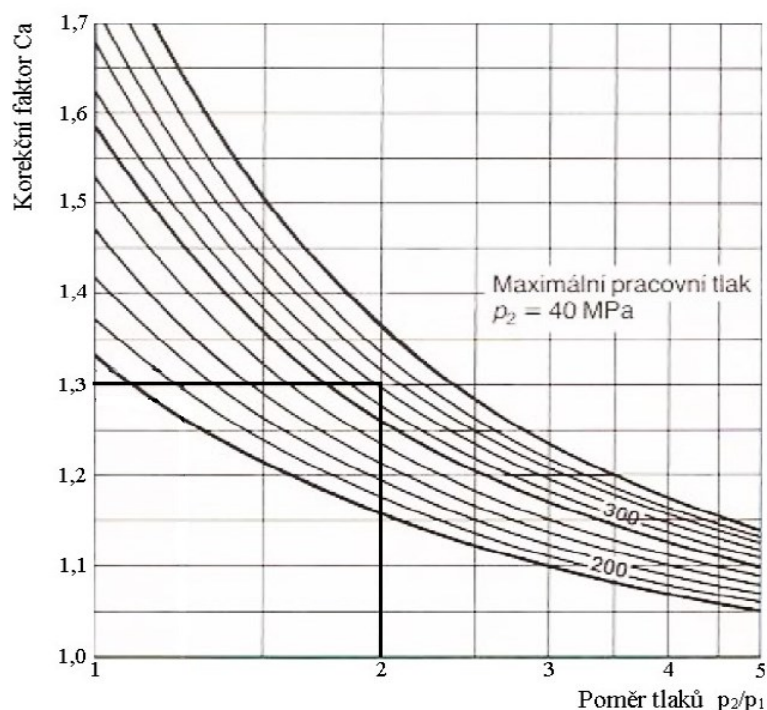
Pro tlumení pulzací a pokrytí průtokových ztrát během změny naklonění regulační desky hydrogenerátoru je v obvodu zakomponován vakový akumulátor (1Z025, číslice 1 před písmenem značí výkres JKBC-HD01).

Vakový akumulátor patří k nejpoužívanějším plynovým akumulátorům pro svou jednoduchou konstrukci a levnou výrobu. Skládá se z ocelového tělesa, do kterého je vsunut pryžový vak s kovovou koncovkou. Koncovka je upevněná do horního víka a je přidán plynový ventil pro plnění dusíku. Do spodního víka je upevněn kapalinový ventil, který je pak upevněn k bezpečnostnímu a uzavíracímu bloku akumulátoru (1V026). Blok je s hlavním hydraulickým obvodem spojen potrubím. [36]

Pro volbu akumulátoru je potřeba znát celkový objem akumulátoru  $V_0$ . A také maximální tlak v akumulátoru  $p_{a2} = 340 \text{ bar}$ , který je roven maximálnímu tlaku v obvodu omezeném hlavním pojistným ventilem (1V005). Minimální tlak v akumulátoru  $p_{a1} = 170$

bar, je minimální pracovní tlak v obvodu. Plnicí tlak dusíkové náplně  $p_0 = 100$  bar, je minimálně  $\frac{1}{4} \cdot p_{a2}$  a maximálně  $0,9 \cdot p_{a1}$ . Užitečný objem akumulátoru je zvolen  $\Delta V = 6 \text{ dm}^3$ . [40]

K výpočtu celkového objemu akumulátoru se určí korekční faktor  $C_a$ , který kompenzuje změnu teploty kapaliny při změnách ročního období.



Obr. 17 Závislost korekčního faktoru při adiabatické změně [37]

Korekční faktor se určí z Obr. 17. K určení se vypočte poměr tlaku  $p_{a2}$  ku  $p_{a1}$ .

$$\frac{p_{a2}}{p_{a1}} = \frac{340}{170} = 2 \quad (7.1)$$

$$C_a \cong 1,3$$

Rovnice pro celkový objem akumulátoru je vyjádřena z rovnice pro polytropickou změnu ve tvaru:

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left[ \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left( \frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]} \quad (7.2)$$

Pro adiabatickou změnu platí:

$$n = \kappa$$

Adiabatický exponent pro dvouatomové plyny je  $\kappa = 1,4$ .

Nyní se dosadí exponenty a zbylé hodnoty pro tlak a objem do rovnice 7.2.

$$V_0 = \frac{4}{\left[ \left( \frac{100}{170} \right)^{\frac{1}{1,4}} - \left( \frac{100}{340} \right)^{\frac{1}{1,4}} \right]} = 22,45 \text{ dm}^3 \quad (7.3)$$

Vypočtený celkový objem akumulátoru se vynásobí korekčním faktorem.

$$V_{osk} = V_0 \cdot C_a \quad (7.4)$$

$$V_{osk} = 22,45 \cdot 1,3 = 29,19 \text{ dm}^3$$

Je zvolen vakový akumulátor o celkovém objemu 32 dm<sup>3</sup>. Typ **SB400-32A1/212U-350A100** od firmy Hydac. [19]

## 7.2 Volba chladiče

V hydraulickém obvodu dochází k nárůstu teploty z důvodu přeměny tlakové energie na energii tepelnou. K této přeměně dochází v důsledku tlakových a objemových ztrát. Teplotu hydraulického oleje je potřeba udržet v doporučeném rozmezí 40°C - 65°C pro zvolené hydrogenerátory a pro oleje třídy ISO VG 46, protože změna teploty má vliv na viskozitu kapaliny. Při poklesu teploty narůstá viskozita a tím se zvyšují tlakové ztráty v obvodu.

Naopak při nárůstu teploty viskozita klesá a zvyšují se průtokové ztráty v obvodu. U nízké viskozity dále dochází ke ztrátě mazací vrstvy, která může vést až k zadření a poškození převodníků. Proto je potřeba do obvodu zakomponovat chladič, který bude chladit kapalinu a udržovat teplotu kapaliny na optimální hodnotě.

K návrhu chladiče se nejprve vypočte celkový příkon hydrogenerátorů. Ten se určí z maximálního tlaku a průtoku za hydrogenerátorem. Příkon jednoho hydrogenerátoru už byl vypočten při návrhu výkonu elektromotoru v kapitole 6.7 Volba elektromotoru. Tento příkon hydrogenerátoru se vynásobí počtem hlavních hydrogenerátorů.

$$P_{pc} = P'_{EM} \cdot 2 = 260484 \cdot 2 = 520968 \text{ W} \quad (7.5)$$

Z celkového výkonu elektromotorů se díky účinnosti převodníků přemění část příkonu hydrogenerátorů na teplo. Tepelný výkon snížený o odvedené teplo plochou nádrže, musí výkon chladiče pokrýt. Do tepelného výpočtu jsou zahrnuty účinnosti hydrogenerátorů, hydromotorů a rozvodů. Oběhový hydrogenerátor není zahrnut do výpočtu, protože jeho tepelný výkon je zanedbatelný. Účinnost hlavních hydrogenerátorů je zmíněna v kapitole 6.2 Volba hydrogenerátorů a její hodnota je 93%. Účinnost hydromotorů výrobce neudává, a proto byla odhadnuta na 96%. Přesný výpočet účinnosti rozvodů nebyl předmětem této diplomové práce, a proto byla odhadnuta na 85%.

Celková účinnost obvodu  $\eta_c$  je násobkem všech dílčích účinností a to celkové účinnost hydrogenerátoru  $\eta_{CHG} = 0,93$ , celkové účinnost hydromotoru navijáku  $\eta_{CHMn} = 0,96$ , celkové účinnost hydromotorů otáčení  $\eta_{CHMo} = 0,96$  a celkové účinnost rozvodů  $\eta_{cR} = 0,85$ . Výpočet je pro případ současného chodu navijáku a otáčení jeřábu při maximálním zatížení.

$$\eta_c = \eta_{CHG} \cdot \eta_{CHMn} \cdot \eta_{CHMo} \cdot \eta_{cR} \quad (7.6)$$

$$\eta_c = 0,93 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,75 = 0,73 \quad (7.7)$$

Celková účinnost obvodu je  $\eta_c = 73\%$ .

Ztrátový výkon  $P_{zt}$ , který se promění v teplo.

$$P_{zt} = P_{pc} \cdot (1 - \eta_c) \quad (7.8)$$

$$P_{zt} = 520968 \cdot (1 - 0,73) = 140661 \text{ W} \quad (7.9)$$

Část tepla bude odvedena stěnami nádrže, která bude umístěna vně jeřábu, a tedy celý povrch bude schopen odvádět teplo. Součinitel prostupu tepla pro přirozené chlazení bez nuceného proudění vzduchu  $k_c = (7 \text{ až } 15)$ . Je vybrán  $k_c = 15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ . Rozměry nádrže jsou určeny v kapitole 9.1, z rozměrů se vypočte celková plocha nádrže  $S_n$ .

$$S_n = h_n \cdot b_n \cdot 2 + h_n \cdot l_n \cdot 2 + b_n \cdot l_n \cdot 2 \quad (7.10)$$

Rozměry nádrže jsou výška  $h_n = 2 \text{ m}$ , délka  $l_n = 2,5 \text{ m}$  a šířka  $b_n = 1,1 \text{ m}$ .

$$S_n = 2 \cdot 1,1 \cdot 2 + 2 \cdot 2,5 \cdot 2 + 1,1 \cdot 2,5 \cdot 2 = 19,9 \text{ m}^2 \quad (7.11)$$

Do rovnice pro výpočet tepelného výkonu odvedeného stěnou nádrže je potřeba znát teplotní rozdíl mezi maximální teplotou oleje a teplotou okolí.

Maximální pracovní teplota oleje, která může proudit chladičem je  $t_2 = 65^\circ\text{C}$ . Olej do chladiče bude proudit díky oběžnému čerpadlu. Teplota okolního vzduchu se nedá s přesností určit, protože loď, na které bude jeřáb umístěn, může plout do jakéhokoliv místa na světě. Proto se teplota okolí odhadne na hodnotu  $t_1 = 30^\circ\text{C}$ . Rozdíl teplot  $\Delta t$  bude:

$$\Delta t = t_2 - t_1 \quad (7.12)$$

$$\Delta t = 65 - 30 = 35^\circ\text{C} \quad (7.13)$$

Rovnice pro tepelný výkon odvedený stěnou nádrže.

$$P_n = k_c \cdot S_n \cdot \Delta t \quad (7.14)$$

$$P_n = 15 \cdot 19,9 \cdot 35 = 10447,5 \text{ W} \quad (7.15)$$

Potřebný chladicí výkon chladiče  $P_{CH}$  je rozdíl ztrátového výkonu a tepelného výkonu odvedeného stěnami nádrže.

$$P_{CH} = P_{zt} - P_n \quad (7.16)$$

$$P_{CH} = 140661 - 10447,5 = 130213,5 \text{ W} \quad (7.17)$$

Pro zmenšení velikosti chladiče se chladicí výkon rozdělí na polovinu. Použijí se dva samostatné chladiče stejného typu a výkonu.

$$P_{CH1} = \frac{P_{CH}}{2} \quad (7.18)$$

$$P_{CH1} = \frac{130213,5}{2} = 65107 \text{ W} \quad (7.19)$$

K volbě chladiče se používá veličina měrný chladicí výkon s jednotkou kW/°C. Je to chladicí výkon převedený na jeden °C teplotního rozdílu  $\Delta t$ .

$$P_m = \frac{P_{CH1}}{\Delta t} \quad (7.20)$$

$$P_m = \frac{65107}{35} = 1860 \text{ W/}^\circ\text{C} = 1,86 \text{ kW/}^\circ\text{C} \quad (7.21)$$

Podle vypočteného výkonu pro jeden chladič se zvolí požadovaný typ chladiče. Je zvolen chladič od firmy Hydac, typ **AC-LN11L-1.0-F-C-1** o výkonu 110 kW. Chladič je předimenzovaný z důvodu neznalosti přesných pracovních podmínek. [19]

### 7.3 Nouzový pohon jeřábu

Jeřáb je umístěn na lodi, kde může dojít k výpadku proudu. V této situaci je potřeba nouzového pohybu jeřábu, například pro zajetí do přepravní polohy. Nouzový pohon bude realizován spalovacím motorem, který bude pohánět hydrogenerátor. K pohonu bude stačit malý průtok, který se zvolí  $Q_{np} = 45 \text{ dm}^3/\text{min}$ . Otáčky spalovacího motoru jsou  $n_d = 3000 \text{ min}^{-1}$ .

Potřebný geometrický objem se vypočte dle vzorce:

$$Vg_{np} = \frac{Q_{np}}{n_d} \quad (7.22)$$

$$Vg_{np} = \frac{45 \cdot 1000}{3000} = 15 \text{ cm}^3 \quad (7.23)$$

Velikost hydrogenerátoru se zvolí dle vypočteného geometrického objemu. Je vybrán typ **A2FO16/61R-VAB06** od firmy Bosch Rexroth o geometrickém objemu  $Vg_{npsk} = 16 \text{ cm}^3$  a s objemovou účinností  $\eta_{cHGnp} = 96\%$ . [17]

Skutečný průtok po přepočtu se skutečným geometrickým objemem a s objemovou účinností hydrogenerátoru.

$$Q_{npsk} = Vg_{npsk} \cdot n_d \cdot \eta_{cHGnp} \quad (7.24)$$

$$Q_{npsk} = \frac{16}{1000} \cdot 3000 \cdot 0,96 = 46 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (7.25)$$

Výkon spalovacího motoru se určí z pracovního tlaku a ze skutečného průtoku hydrogenerátoru. Pracovní tlak bude konstantní a bude omezen pojišťovacím ventilem (1V020) na hodnotu 320 bar.

$$P_d = Q_{npsk} \cdot p_3 \quad (7.26)$$

$$P_d = 46 \cdot 320 \cdot \frac{10}{6} = 24533 \text{ W} \quad (7.27)$$

Po výpočtu výkonu lze vybrat spalovací motor. Je vybrán dieselový motor typu **11 LD 626/3** od společnosti Kohler, s výkonem  $P_{ds} = 26 \text{ kW}$ . [28]

Další způsob nouzového pohonu bude neřízené zasouvání hlavních přímočarých hydromotorů, zasouvání a vysouvání výložníkového hydromotoru a nouzové spouštění navijáku. Nouzové zasouvání válců bude prováděno spojením obou pracovních prostorů. Propojení se bude provádět ruční pumpou (1P033), kterou se přenastaví ventil (V020.A, B, C, D) do otevřené polohy.

Váhou samotného ramene jeřábu se válce samovolně zasunou. Pro otevření ventilu stačí malý průtok, a tedy i malá pumpa. Je vybrán typ **PMS12RV** od společnosti Oleoweb. K pumpě se dodávají nádrže o různých objemech, v téhle aplikaci postačí nádrž o objemu 5 l. Při čerpání oleje, může dojít k situaci, kdy potrubí vedoucí k ventilům spotřebuje veškerý objem nádrže, v takovém případě obsluha přilije do nádrže nový olej. Další použití ruční pumpy je pro odbrzdění navijáku a otáčení. Přesný popis funkcí je v kapitole 8.3. [31]

## 8 Popis funkcí hydraulického obvodu

Po návrhu všech základních komponentů, byla nakreslena hydraulická schémata, celkem dva výkresy. Na prvním je rozkreslen hydraulický agregát s nádrží, s nouzovými hydrogenerátory (1P019) a (1P033), off-line filtrací (1F017) a chladiči (1Z030.A, B), příloha JKBC-HD01. Na druhém výkrese jsou nakresleny hlavní přímočaré hydromotory, výložníkový přímočarý hydromotor, hydromotor navijáku (D001) a hydromotory otáčení (D002.A, B, C, D) a jejich ovládání, příloha JKBC-HD02. Součástí výkresové dokumentace jsou kusovníky vybraných komponentů, přílohy JKBC-KS01 a JKBC-KS02.

Popis funkcí pro jednotlivé komponenty bude rozdělen podle výkresů. To znamená, že bude popsána funkce komponentů na výkrese JKBC-HD01 a následně na výkrese JKBC-HD02. Jeden ze zadaných úkolů této diplomové práce je vypracování podrobného popisu rozjezdu navijáku. Tento popis bude popsán v samostatné kapitole. Nakonec bude popsána funkce nouzových pohonů.

Použité hadice v obvodu nelze přesně specifikovat, protože jejich přesná délka se určí až při montáži jeřábu. Na výkresech JKBC-HD01 a JKBC-HD02 jsou určeny pouze velikosti hadic. Bloky ventilů budou vyrobeny na zakázku podle výrobních výkresů, které nejsou součástí zadání této diplomové práce.

## 8.1 Hydraulický agregát

Hlavní zdroj hydraulické energie je dvojice axiálních pístových hydrogenerátorů s nakloněnou deskou (1P001.A, B). Regulace hydrogenerátorů je na konstantní tlak. Hlavní hydrogenerátory jdou spustit až po 1-2 minutách chodu oběžného čerpadla (1P013), kapalina se dostane do pracovních prostorů hlavních hydrogenerátorů, ty startují promazané. Před spuštěním oběžného čerpadla se spustí off-line filtrace (1F017), která pracuje neustále a čistí hydraulický olej nezávisle na chodu hlavních hydrogenerátorů.

Oběhové čerpadlo (1P013) má další funkce. Udržuje konstantní průtok přes filtry v odpadní linii (1F27.A, B) a přes chladiče (1Z030.A) a (1Z030.B). Promazává ložiska hydromotoru navijáku (D001) a hlavních hydrogenerátorů. Má zabudovaný pojistný ventil nastavený na konstantní hodnotu 15 bar. Zpětný ventil (1V046) udržuje v odpadní linii tlak 3 bar, díky kterému oběhové čerpadlo dokáže plnit výše zmíněné funkce. Ventil (1V016) brání proti zpětnému proudění z odpadní větve. Manometr (1BP014) ukazuje tlak za oběhovým čerpadlem.

Na výkrese je dále nádrž (1Z053), která je podrobně popsána v kapitole 9.1. Teplotní ventil (1V029.A, B) určuje dle teploty oleje směr proudění. Do teploty 51°C proudí kapalina mimo chladič. Od 51°C do 60°C se ventil otevírá a pozvolna směřuje kapalinu přes chladič. Od 60°C a výše je ventil plně otevřen a kapalina proudí výhradně přes chladič.

Potrubní pryžové kompenzátory (1Z032), (1Z044) a (1Z052.A, B) kompenzují teplotní dilataci potrubí vlivem změn teploty okolního prostředí, kompenzují vliv vibrací, která se pak nepřenášejí potrubím dále po konstrukci. Vibrace vznikají chodem hlavních elektromotorů a hydrogenerátorů. Kulový ventil (1V041.B) slouží pro plnění nádrže hydraulickým olejem. Při uzavření ventilu (1V047) lze ventilem (1V039.C) a (1V041.C) vypustit olej z obvodu.

Blok nouzového pohonu slouží pro ovládání směru proudění kapaliny z dieselového agregátu. Směr proudění je ovládán monostabilním, ručně ovládaným, 4 cestným/3 polohovým rozvaděčem s otevřeným středem (1V024). Pojistný ventil (1V020) chrání hydrogenerátor (1P019) a určuje maximální míru tlaku v nouzovém obvodu, je nastaven na hodnotu 320 bar. Brzdné ventily (1V022.A, B) slouží pro pojištění připojených funkcí a pro brzdění. Výběrový ventil (1V021) slouží pro přívod kapaliny z tlakové větve do přívodu



pro nouzové uvolnění brzd. Manometr (1BP023) ukazuje tlak v linii A, lze jej přemístit a zapojit do měřicího bodu MP4, kde bude ukazovat tlak v linii B.

Za výstupem z hlavních hydrogenerátorů je umístěn bezpečnostní a rozváděcí blok. Kapalina z každého hydrogenerátoru nejdříve projde filtry (1F006.A, B) o filtrační schopnosti 20 µm. Zpětné ventily (1V008.A, B) brání úniku kapaliny přes čerpadlo, když je v chodu jen jeden hydrogenerátor. Hlavní pojistný ventil (1V225), chrání systém před přetížením a je nastaven na tlak 340 bar. Manometry (1BP010.A, B) ukazují tlak za jednotlivými hydrogenerátory a tlakový snímač (1BP009) snímá celkový tlak v systému.

Po zapnutí elektromotorů hlavních hydrogenerátorů fungují tyto hydrogenerátory na minimální tlak potřebný pro základní promazávání ložisek a dalších pohyblivých částí hydrogenerátoru. Ventily (1V002.A, B) slouží pro zapnutí čerpadel do tlakové funkce. Po zapnutí je řídicí tlak určen proporcionálním pojistným ventilem (1V003). Maximální hodnota řídicího tlaku je omezena pojistným ventilem (1V004), na hodnotu 330 bar. Proporcionální pojistný ventil (1V003) má 5 tlakových hladin. Minimální tlaková hladina, na kterou je nastaven při zapnutí ventilů (1V002.A, B) je 170 bar. Je to minimální tlak pro pohyb jeřábem se zátěží do 5 tun (25 tun pro samostatný naviják). Další tlakové hladiny jsou 210 bar, 250 bar, 290 bar a maximální pracovní tlak 320 bar. Jednotlivé hladiny se přepínají podle aktuálního zatížení systému. Software porovnává signály z tlakových snímačů jednotlivých pohonů, pro naviják (BP025.A, B), snímače pro otáčení (BP025.C, D), pro výložníkový hydromotor (BP025.E, F) a pro hlavní přímočaré hydromotory to jsou snímače (BP025.G, H) a (BP025.I, J). Podle nejvyššího snímaného tlaku + 30 bar, tlak 30 bar pokryje případné ztráty, se proporcionální pojistný ventil (1V003) nastaví na nejbližší vyšší tlakovou hladinu. Jednotlivé hladiny se mění pozvolna, aby nedocházelo k rázové změně výkonu, chod pohonů bude plynulejší. Například z tlakové hladiny 170 bar na hladinu 210 bar, proporcionální tlakový ventil se přepne na hladinu 210 bar při 160 bar. Tlakové hladiny se mění dle vzorce.

$$\textit{Tlak přepnutí na vyšší hladinu} = \textit{následující tlaková hladina} - 50 \textit{ bar}$$

Na Obr. 18 jsou vyobrazeny jednotlivé tlakové hladiny k procentuálnímu vyjádření průměrné rychlosti pohonu. Tlak přechodu mezi tlakovými hladinami směrem k nižším tlakům je stejný, jako tlak přechodu na vyšší hladinu.

$$\textit{Tlak přepnutí na nižší hladinu} = \textit{aktuální tlaková hladina} - 50 \textit{ bar}$$

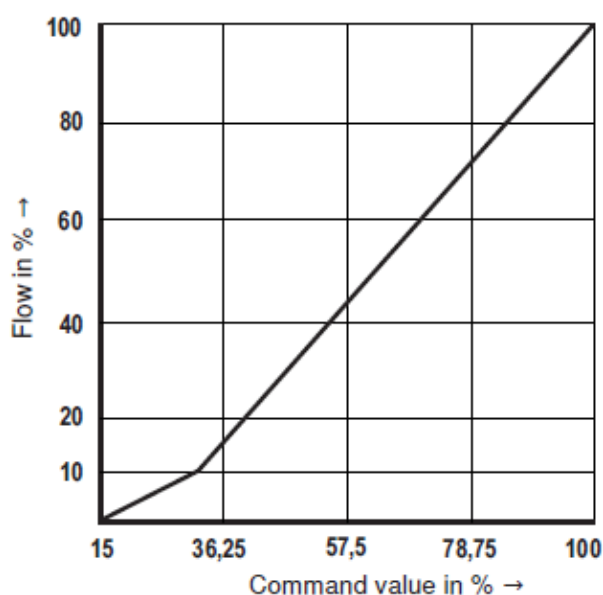


Obr. 18 Tlakové hladiny

## 8.2 Pohony

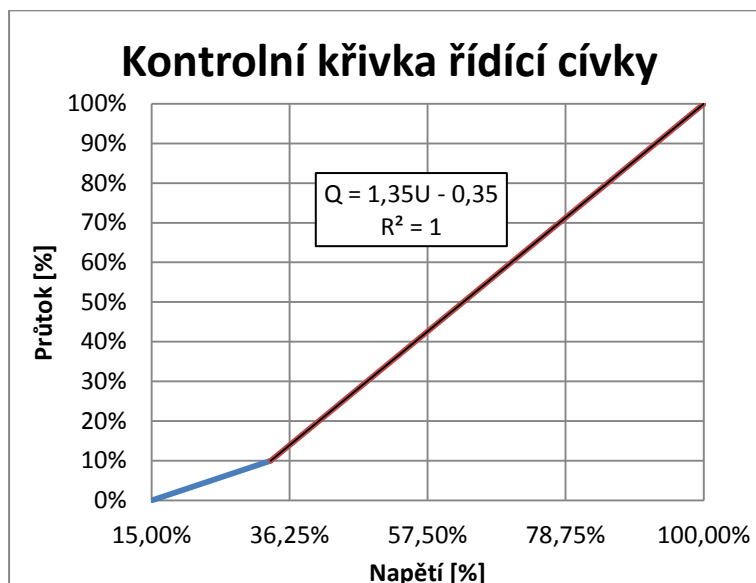
Ventily (V010.A, B, C, D) řídí směr a průtok kapaliny pro jednotlivé pohony. Jsou to proporcionální 4/3 nepřímě řízené rozvaděče se zpětnou vazbou a integrovanou elektronikou. Pro každý pohon bude speciální nastavení pro software, kdy bude omezené maximální napětí na jednotlivých řídicích cívkách podle potřebného průtoku. Stejný typ rozvaděče je zvolen z důvodu snadné výměny, stejného zapojení a podobného nastavení.

Základní nastavení napětí řídicích cívek je dle Obr. 19. Přesné hodnoty napětí se doladí při uvádění jeřábu do provozu a při zkoušení pohonů.



Obr. 19 Kontrolní křivka řídicí cívky [17]

Flow in % (průtok v %) a Command value in % (hodnota ovládání v %). Zvolený proporcionální rozvaděč je napájen napětím  $\pm 10$  V. Pro přesnější vyhodnocení řídicího napětí byla kontrolní křivka převedena do programu MS Excel. Řídicí křivka byla proložena spojnici trendů a byla zobrazena rovnice přímky. Díky rovnici lze zjistit přesná hodnota napětí  $U$ .



Obr. 20 Kontrolní křivka řídicí cívky v MS Excel

### Ovládání otáčení jeřábu

Maximální napětí pro cívky (Y07) a (Y08) musí odpovídat zvolenému průtoku pro otáčení jeřábu  $Q_{Os} = 415 \text{ dm}^3/\text{min}$ . Maximální průtok  $Q_c = 855 \text{ dm}^3/\text{min}$  odpovídá 100% průtoku. Pro určení napětí je potřeba znát, kolik procent z celkového průtoku činí průtok  $Q_{Os}$ .

$$\frac{415}{855} \cdot 100 = 48,54\% \quad (8.1)$$

Průtok  $Q_{Os}$  činí 48,54% z celkového průtoku. Odpovídá to 61,88% napětí a přesná hodnota napětí je 6,19 V. Řídicí signál pro jednu cívku je v rozmezí 0 V až 6,19 V. Celkový rozsah napětí pro řízení proporcionálního rozvaděče (V010.B) je od -6,19 V až do +6,19 V. Přívod kapaliny k rozvaděči je řízen logickým ventilem (V014.B). Ventil je normálně otevřený a po přívodu kapaliny a vypnutí cívky (Y09) se sám uzavře a aktuální pracovní tlak nepůsobí na šoupátko rozvaděče. Po přivedení napětí na cívku (Y09) a přestavění rozvaděče (V013.B) do uzavřené polohy, se vyrovnají tlaky na obou řídicích plochách logického ventilu a ventil zůstává otevřený. Díky ventilu (V011.B) funguje logický ventil jako tlaková váha. Přidává tlakový spád, který vzniká na proporcionálním rozvaděči a kompenzuje tlakové změny za ventilem.

Všechny proporcionální rozvaděče (V010.A, B, C, D) a logické ventily (V014.A, B, C, D) s ovládáním (V013.A, B, C, D), (V011.A, B, C, D), pracují na stejném principu. Liší se jen řídicí napětí pro cívky proporcionálního rozvaděče a cívka pro otevření logického ventilu.

Pojistné ventily (V018.A, B) chrání obvod za proporcionálním rozvaděčem (V010.B) proti přetížení. Ovládaný škrticí ventil (V006.B) snižuje průtok pro řízení brzd převodovek otáčení. Brzdy jsou ovládaný 4/2 rozvaděči (V009.C, D), z bezpečnostního hlediska musí být ovládání brzd zdvojeno. Rozvaděče (V009.C, D) jsou zapojeny sériově. Redukční ventil (V008.C) omezuje ovládací tlak na hodnotu 130 bar. Tlak je zvolen podle požadavků brzd. Škrticí ventil se zpětným ventilem (V007.C) řídí rychlost zavírání brzd. Přepouštěcí ventily (V017.A, B, C, D) zvyšují tuhost systému a zamezují otáčení jeřábu vlivem pohybu zavěšeného břemene.

### Ovládání navijáku

Maximální napětí pro cívky (Y04) a (Y05) musí odpovídat zvolenému průtoku pro naviják  $Q_N = 580 \text{ dm}^3/\text{min}$  (viz vzorec 6.66). Maximální průtok  $Q_c = 855 \text{ dm}^3/\text{min}$ , vypočítá se kolik procent z maximálního průtoku je průtok  $580 \text{ dm}^3/\text{min}$ .

$$\frac{580}{855} \cdot 100 = 67,8\% \quad (8.2)$$

Výsledné procento průtoku odpovídá 76,14% napětí. Napětí na cívkách je 7,61 V. Řízený rozsah pro jednu cívku bude od 0 V do 7,61 V. Celkový rozsah řízení proporcionálního ventilu (V010.A) je od -7,61 V až do 7,61 V.

Brzdné ventily (V003.A) a (V003.B) řídí rychlost při spouštění navijáku. Rychlost musí být řízena, aby nedošlo k nekontrolovanému spouštění zavěšeného břemene. Ventily jsou otevírány tlakem z protilehlé větve. Z bezpečnostního hlediska je tlak před brzdícími ventily pojištěn na tlak 340 bar, aby nedošlo k poškození hydromotoru (D001) při náhlém přetížení navijáku. Tlak je jištěn logickým ventilem, který funguje jako pojistný ventil. Aby nedocházelo ke kavitaci v hydromotoru navijáku, musí mít hydromotor možnost nasát kapalinu, která proteče skrz logický ventil při jeho otevření. Nasátí kapaliny je umožněno jednosměrným ventilem (V027.A).

Škrticí ventily s obtokem (V007.A, B) ovládá rychlost zavírání brzd navijáku. Redukční ventily (V008.A, B) omezuje tlak pro otevírání brzd na hodnotu 130 bar. 4/2 rozvaděče (V009.A, B) ovládají zavírání a otevírání brzd. Škrticí ventil (V006.A) omezuje průtok pro otevírání brzd.

Po zapnutí cívky (Y18) je přenastaven geometrický objem hydromotoru na  $V_{g_{Mnmin}}$ , Geometrický objem hydromotoru se zmenší a zrychlí se jeho otáčky. Cívka se zapíná při

potřebě rychloposuvu navijáku. Snímač otáček (BN040) kontroluje otáčky hydromotoru (D001) a při překročení povolené hranice deaktivuje cívky (Y16) a (Y17). V hydraulických brzdách navijáku klesne tlak a brzdy se aktivují a zastaví pohyb navijáku.

### Ovládání výložníkového přímočarého hydromotoru

Cívky (Y10) a (Y11) ovládají proporcionální rozvaděč (V010.C), který řídí průtok hydraulického oleje pro výložníkový přímočarý hydromotor. Průtok pro vysouvání hydromotoru odpovídá maximálnímu průtoku v obvodu  $Q_c = 855 \text{ dm}^3/\text{min}$ . Průtok na stranu pístnice se vypočítá dle vzorce:

$$Q_{vhm} = v_2 \cdot S_4 \quad (8.3)$$

Plocha mezikruží  $S_4 = 0,0921 \text{ m}^2$  (viz vzorec 6.28) a rychlost posuvu hydromotoru  $v_2 = 0,1 \text{ m/s}$ .

$$Q_{vhm} = 0,1 \cdot 0,0921 \cdot 60000 = 553 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (8.4)$$

Průtok na stranu mezikruží  $Q_{vhm} = 553 \text{ dm}^3/\text{min}$ .

Napětí se určí pro každou cívku samostatně. Po sepnutí cívky (Y11) je přiveden průtok na stranu pístu hydromotoru, kde je celkový průtok  $Q_c = 855 \text{ dm}^3/\text{min}$ . Celkový průtok je při plném otevření proporcionálního rozvaděče, a tedy 10V. Řídicí signál pro cívku (Y11) je od 0V až do 10V.

Ovládání cívky (Y10) řídí průtok na stranu pístnice a tedy na plochu mezikruží hydromotoru. Požadovaný maximální průtok na mezikruží je  $Q_{vhm} = 553 \text{ dm}^3/\text{min}$ .

$$\frac{553}{855} \cdot 100 = 64,68\% \quad (8.5)$$

Průtok  $Q_{vhm}$  je 64,68% z celkového průtoku a to odpovídá napětí 7,38 V. Cívka (Y10) je řízena v rozsahu od 0 V až do 7,38 V. Celkový rozsah řízení proporcionálního rozvaděče (V010.C) je od -7,38 V do 10 V.

Brzdné ventily (V003.C, D) řídí rychlost při zasouvání hydromotoru. Brzdné ventily (V003.E, F) řídí rychlost při vysouvání hydromotoru. Ventily jsou otevírány z protilehlé větve a regulují rychlost jen v jednom směru. Řízení rychlosti je proporcionální a záleží na směru a velikosti zatížení hydromotoru. Regulace rychlosti je nutná, protože hmotná zátěž ovlivní rychlost zasouvání či vysouvání hydromotoru. Neřízený pohyb hydromotoru může vést až k destrukci zařízení. Pojistné ventily (V022.A, B) chrání hydromotory proti přetížení.

## Ovládání hlavních přímočarých hydromotorů

Hlavní přímočaré hydromotory jsou řízeny jedním proporcionálním rozvaděčem (V010.D). Celkový navržený průtok  $Q_c = 855 \text{ dm}^3/\text{min}$  je přiveden na písty hydromotorů. Přívod kapaliny řídí cívka (Y14). Řídicí rozsah cívky (Y14) je od 0 V do 10 V. Potřebný průtok pro zasouvání hydromotorů se určí dle vztahu:

$$Q_{hbm} = v_1 \cdot S_2 \cdot 2 \quad (8.6)$$

Do rovnice 8.5 se dosadí plocha mezikruží  $S_2 = 0,0258 \text{ m}^2$  (viz vzorec 6.10) a rychlost pohybu hydromotorů  $v_1 = 0,05 \text{ m/s}$ .

$$Q_{hbm} = 0,05 \cdot 0,0258 \cdot 2 \cdot 60000 = 155 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (8.7)$$

Potřebný průtok pro zasouvání hlavních hydromotorů je  $Q_{hbm} = 155 \text{ dm}^3/\text{min}$ . Řídicí napětí cívky (Y13) závisí na požadovaném průtoku  $Q_{hbm}$ . Požadovaný průtok se vyjádří v procentech z maximálního průtoku.

$$\frac{155}{855} \cdot 100 = 18,13\% \quad (8.8)$$

Průtok  $Q_{hbm} = 155 \text{ dm}^3/\text{min}$  je 18,13% z celkového průtoku. Odpovídá to napětí 3,94 V. Řídicí rozsah napětí cívky (Y13) je od 0 V do 3,94 V. Celkový rozsah řízení proporcionálního rozvaděče (V010.D) je od -3,94 V do 10 V.

Oba bloky ventilů hlavních hydromotorů jsou totožné, proto bude popsán jen jeden blok a to blok hlavního hydromotoru 1. Brzdny ventil (V003.G) řídí rychlost zasouvání hydromotoru a je řízen z protilehlé tlakové větve. Váha ramene jeřábu stále působí na stranu pístu, musí se regulovat rychlost pohybu hydromotorů, aby se nekontrolovaně nezasouvaly a nepoškodily se. Pojistný ventil (V022.D) chrání stranu pístu proti přetížení. Pojistný ventil (V022.C) s brzdny ventilem (V021.A) chrání stranu mezikruží proti přetížení. Synchronizace pohybů obou hydromotorů není nutná, protože mechanická vazba je dostatečně tuhá a zajišťuje synchronní pohyb.

## 8.3 Nouzové spouštění navijáku, zasouvání hydromotorů a vysouvání výložníkového hydromotoru.

V této kapitole bude popsán postup pro nouzové spouštění navijáku a hydromotorů, při výpadku hlavního zdroje hydraulické energie. Bez použití nouzového diesel agregátu.

### 8.3.1 Nouzové spouštění navijáku

Pro nouzové spouštění navijáku je prvním krokem odbrzdění bubnu navijáku. Nejprve se uzavřou kulové ventily (V037.A) a (V037.B). Tím se odizolují brzdy od hlavního

hydraulického obvodu. Dále se připojí ruční pumpa pomocí rychlospojek (1Z050.B), (1Z050.C) k rychlospojkám (Z033.A) a (Z033.A), které jsou u brzdného systému navijáku. Při dosažení tlaku 130 bar, který je snímán manometrem (1BP034), jsou brzdy odbrzděné. Brzdy se uvolní a naviják se může volně otáčet. Brzdné ventily (V003.A, B) nedovolují pohyb navijáku. Pro pohyb navijáku, a tedy pro otáčení hydromotoru navijáku je potřeba propojit větve A s větví B. Průchod kapaliny mezi větvemi musí být kontrolován.

Po odbrzdění navijáku se postupně otevírá škrtkový ventil kombinovaný s uzavíracím ventilem (V039), do chvíle, než se začne naviják otáčet požadovanou rychlostí. Otevíráním a přivíráním ventilu se řídí rychlost otáčení navijáku. Po spuštění břemene nebo samostatné kladky do požadované polohy se opět zabrzdí buben navijáku. Otevře se ventil na ruční pumpě (1P033) pro návrat kapaliny z prostoru hydraulických brzd do nádrže ruční pumpy. Po snížení tlaku na manometru (1BP034) se otevrou kulové ventily (V037.A, B). Pružiny přitlačí brzdné elementy k hřídeli navijáku a buben je zabrzděn. Ventil (V039) se musí plně uzavřít, aby nebyla narušena funkce hlavního obvodu.

### **8.3.2 Nouzové zasouvání hlavních hydromotorů**

Jako první krok je nutnost uzavřít kulový ventil (V035.B). Rychlospojka (1Z050.B) ruční pumpy (1P034) se připojí do rychlospojky (Z033.F). Ruční pumpou se pumpuje do chvíle než je na manometru (1BP034) ukázán tlak přibližně 50 bar. Ventily (V020.C, D) se otevrou a propojí obě strany hydromotoru. Zátěží a vahou samotného ramene jeřábu se hydromotory zasouvají. Rychlost zasouvání je určena ventily (V019.C, D). Průtok ze strany pístu je vyšší než potřebný průtok na stranu pístnice, přebytečnou kapalinu je nutno odvést do nádrže. Přebytečná kapalina je odváděna přes jednosměrné ventily (V023.B, C). Zasouvání hydromotorů se zastaví otevřením ventilu na ruční pumpě, kterým se odvede kapalina z obvodu do nádrže pumpy nebo otevřením ventilu (V035.B). Při zasouvání je nutné kontrolovat hladinu oleje v hlavní nádrži (1Z053), aby nedošlo k jejímu přeplnění. Po skončení zasouvání hydromotorů se otevře kulový ventil (V035.B).

### **8.3.3 Nouzové zasouvání výložníkového hydromotoru**

Před nouzovým zasouváním výložníkového hydromotoru je nutné zkontrolovat hladinu oleje v hlavní nádrži (1Z053), jestli není příliš vysoká. Uzavře se kulový ventil (V035.B). Rychlospojka (1Z050.B) ruční pumpy se propojí s rychlospojkou (Z033.D). Po napumpování oleje na tlak přibližně 50 bar se otevře ventil (V020.B). Tlak lze vyčíst z manometru (1BP034). Ventil propojí obě strany přímočarého hydromotoru. Kapalina může volně proudit a hydromotor se díky působení zátěže zasouvá. Kapalina je ze strany pístu vytlačována přes ventil (V019.B), který omezuje průtok a řídí rychlost zasouvání. Při

zasouvání je kapalina nasávána na stranu pístnice přes ventil (V026.A). Přebytečná kapalina odtéká přes ventil (V023.A) do nádrže (1Z053). Zastavení zasouvání hydromotoru se provede otevřením kulového ventilu (V035.B) nebo otevřením ventilu na ruční pumpě, kterým se kapalina odvede zpět do nádrže ruční pumpy. Po skončení nouzového zasouvání hydromotoru se musí otevřít kulový ventil (V035.B).

#### **8.3.4 Nouzové vysouvání výložníkového hydromotoru**

Před zahájením nouzového vysouvání je nutné zkontrolovat sací ventil (1Z047), jestli je otevřený a hladinu oleje v nádrži (1Z053), jestli není příliš nízká. Jako první krok se uzavře kulový ventil (V035.B). Propojí se rychlospojka (1Z050.B) s rychlospojkou (Z033.E). Ruční pumpou (1P033) se napumpuje kapalina k ventilu (V020.A), který se při dosažení tlaku přibližně 50 bar otevře. Propojí se obě komory hydromotoru, mezi kterými může volně proudit hydraulická kapalina. Při vysouvání výložníkového hydromotoru je průtok ze strany pístnice nižší než potřebný průtok na stranu pístu. Chybějící kapalina je nasávána z nádrže (1Z053). Kapalina se dostane k hydromotoru přes jednosměrný ventil (V026.C). Zastavení vysouvání hydromotoru v jakékoliv poloze se provede otevřením kulového ventilu (V035.B) nebo otevřením ventilu na ruční pumpě, kterým se kapalina odvede zpět do nádrže ruční pumpy. Po skončení nouzového zasouvání hydromotoru se musí otevřít kulový ventil (V035.B).

### **8.4 Nouzový pohon dieselovým agregátem**

Nouzový pohon dieselovým agregátem je řízený pohyb zvolené funkce jeřábu. Dieselový agregát je složen z hydrogenerátoru (1P019), ze spalovacího motoru (1M018) a z bloku nouzového pohonu. Typ hydrogenerátoru a spalovacího motoru je popsán v kapitole 7.3. Blok nouzového pohonu je popsán v kapitole 8.1. Před zahájením nouzového pohonu diesel agregátem, se provede kontrola hladin oleje a paliva spalovacího motoru. Zkontroluje se, jestli je otevřen sací ventil (1V047). A prověří se teplota hydraulického oleje v nádrži, jestli je teplota v povoleném rozmezí 25 °C až 70 °C. Při nevyhovující teplotě není doporučen delší provoz diesel agregátu. Pro řízený nouzový pohon jednotlivých funkcí se připojí rychlospojky diesel agregátu k rychlospojkám poháněné funkce jeřábu. Pro správnou funkci nouzového pohonu se musí uzavřít konkrétní kulové ventily. Jednotlivé propojení rychlospojek je popsáno v Tab. 4.



Tab. 4 Tabulka propojení rychlospojek

Diesel agregát	Naviják	Hlavní přímočaré hydromotory	Výložníkový přímočarý hydromotor	Otáčení jeřábu
Rychlospojka	Rychlospojka	Rychlospojka	Rychlospojka	Rychlospojka
1Z048.A	Z031.A	Z031.G	Z031.E	Z031.C
1Z048.B	Z031.B	Z031.H	Z031.F	Z031.D
1Z050.A	Z033.B			Z033.C

Pro odbrzdění druhé brzdy navijáku se připojí ruční pumpa (1P033) pomocí rychlospojky (1Z050.B) do rychlospojky (Z033.A). Při zvýšení tlaku na hodnotu 130 bar, který lze vyčíst z manometru (1BP034), je brzda odbrzděná. Pro zabrzdění se otevře ventil na ruční pumpě, kapalina se vrátí zpět do nádrže ruční pumpy (1P033).

Kulové ventily pro jednotlivé funkce jeřábu při nouzovém pohonu, které musí být uzavřeny, jsou popsány v Tab. 5.

Tab. 5 Tabulka uzavřených kulových ventilů

Naviják	Hlavní přímočaré hydromotory	Výložníkový přímočarý hydromotor	Otáčení jeřábu
V029.A	V030	V029.C	V028.A
V029.B	V028.E	V028.C	V028.B
V037.A	V028.F	V028.D	V036.B
V037.B			

Po provedení potřebných operací a splnění požadovaných podmínek. Může být nastartován spalovací motor (1M018). Průtok se řídí ručně ovládaným rozvaděčem (1V024). Po ukončení činnosti je nutno vrátit nastavení ventilů do původní polohy.

## 8.5 Varovná hlášení softwaru

Pro chod jeřábu jsou určeny mezní pracovní podmínky, které zaručují bezpečnou funkčnost jeřábu a chrání zařízení před poškozením. Pracovní podmínky hlídají snímače tlaku, teploty a hladiny hydraulického oleje v nádrži. Každý snímač posílá údaje do softwaru jeřábu, který vyhodnocuje příchozí data. Každá měřená veličina má nastavené okrajové podmínky, při kterých jsou provedeny příslušné akce, pro ochranu zařízení. Při přiblížení k některé z okrajových podmínek je na monitoru v řídicí kabině zobrazeno hlášení, které upozorňuje operátora na blížící se dosažení okrajových podmínek. Po dosažení mezních hodnot je automaticky provedena bezpečnostní procedura pro ochranu zařízení.

Snímač tlaku (1BP009) měří hlavní tlak v systému. Software tento tlak vyhodnocuje a podle Tab. 6 provádí příslušné akce.

Tab. 6 Tabulka nastavených okrajových podmínek na snímači tlaku 1BP009

Hodnota tlaku	Popis	Akce
Tlak > 370 bar	Příliš vysoký tlak	STOP hlavní hydrogenerátory
Tlak > aktuální pracovní tlak + 40 bar	Vysoký tlak	Upozornění
Tlak < aktuální pracovní tlak – 40 bar	Nízký tlak	Upozornění
Tlak < aktuální pracovní tlak – 50 bar	Příliš nízký tlak	STOP hlavní hydrogenerátory

Snímač hladiny hydraulického oleje v hlavní nádrži (1Z053) je součástí hladinoměru (1Z038). Podle Tab. 7 software vyhodnocuje výšku hladiny a provádí příslušnou akci při dosažení okrajových podmínek.

Tab. 7 Tabulka signálů hladinoměru

Signál	Objem oleje	Výška hladiny oleje od dna nádrže	Popis	Akce
L4	5300 dm <sup>3</sup>	1,93 m	Příliš vysoká hladina oleje	STOP hlavní hydrogenerátory
L3	4900 dm <sup>3</sup>	1,78 m	Vysoká hladina oleje	Upozornění
L2	1600 dm <sup>3</sup>	0,58 m	Nízká hladina oleje	Upozornění
L1	1200 dm <sup>3</sup>	0,44 m	Příliš nízká hladina oleje	STOP hlavní hydrogenerátory

Snímač teploty (1BT037) je umístěn na hlavní nádrži (1Z053). Snímá teplotu oleje a podle Tab. 8 software vyhodnocuje mezní teploty.

Tab. 8 Tabulka mezních teplot

Teplota	Popis	Akce
75 °C	Extrémně vysoká teplota oleje	STOP oběhové čerpadlo
70 °C	Příliš vysoká teplota oleje	STOP hlavní hydrogenerátory
60 °C	Vysoká teplota oleje	Upozornění
30 °C	Nízká teplota oleje	Upozornění
25 °C	Příliš nízká teplota oleje	Nelze START hlavních hydrogenerátorů

## 8.6 Popis rozjezdu navijáku

Operátor při zasednutí do řídicí kabiny nejprve zapne řídicí systém. Po naběhnutí softwaru zapne operátor off-line filtraci (1F017) a oběhové čerpadlo (1P013). Po uplynutí přibližně jedné minuty je možné zapnout hlavní hydrogenerátory. Zapnutím hydrogenerátorů je v hydraulickém obvodu jen minimální tlak, se kterým nelze vykonávat žádný pohyb. Pokud operátor potřebuje začít s jeřábem pohybovat, musí zapnout cívky

(Y01) a (Y02), které uvedou hydrogenerátory do tlakové funkce. Je nastaven minimální pracovní tlak 170 bar.

Rychlost a směr otáčení navijáku je řízen joystickem, který řídí proporcionální rozvaděč (V010.A). Při pohybu joystickem se aktivuje cívka (Y17), která přestaví rozvaděč (V009.B) a odbrzdí sekundární brzdu navijáku. Po uplynutí 0,5 sekund je sepnuta cívka (Y06). Logický ventil (V014.A) se otevře a pustí kapalinu k proporcionálnímu rozvaděči (V010.A). Při navíjení lana se musí sepnout cívka (Y04), aby byl přiveden vyrovnávací tlak k hydromotoru. Vyrovnávací tlak je nastaven při uvádění jeřábu do provozu. Po dosažení požadovaného tlaku na takovém snímači (BP025.A) nebo na snímači (BP025.B) a je aktivována cívka (Y16), která přestaví rozvaděč (V009.A) a odbrzdí primární brzdu navijáku. Po uplynutí 0,5 sekund je nastaven proporcionální rozvaděč (V010.A) do požadované polohy. Pro navíjení lana je aktivována cívka (Y04) a pro odvíjení lana je aktivována cívka (Y05). Pokud operátor potřebuje zvýšit otáčky navijáku a tedy zvýšit rychlost navíjení lana, aktivuje se cívka (Y18). Pohybem joysticku se mění napětí na řídících cívkách a tedy průtok přes proporcionální rozvaděč.

Při nastavení joysticku do nulové polohy, není přivedeno napětí do cívek (Y04) a (Y05). Pružiny proporcionálního rozvaděče (V010.A) vrátí šoupátko rozvaděče do středové polohy. Když senzor otáček (BN040) detekuje úplné zastavení navijáku, deaktivují se cívky (Y16) a (Y17). Naviják je zabrzděn. Po uplynutí přibližně 0,5 sekund je vypnuta cívka (Y06). Stručný přehled sekvence ventilů je v Tab. 9.

Tab. 9 Sekvence ventilů

Krok	Akce	Podmínky pro přechod na další krok
1	Posunutí řídicího joysticku.	
2	Přivedení napětí na cívku (Y17), odbrzdění sekundární brzdy.	Čekat 0,5 sekund.
3	Sepnutí cívky (Y06).	
4	Nastavení vyrovnávacího tlaku při navíjení lana na buben, cívka (Y04).	Čekat než tlak na tlakovém senzoru (BP025.A) dosáhne hodnoty 95% - 120% vyrovnávacího tlaku.
5	Sepnutí cívky (Y16), odbrzdění primární brzdy	Čekat 0,5 sekund.
6	Nastavení požadovaného průtoku na řídicím ventilu (V010.A), cívka (Y04) nebo (Y05).	
7	Pro rychloposuv, aktivace cívky (Y18).	
8	Různé nastavení joysticku a napětí na cívkách (Y04) a (Y05).	Joystick v nulové poloze.
9	Nastavení řídicího ventilu do nulové polohy. Nulové napětí na cívkách (Y04) a (Y05).	Snímač otáček (BN040) detekuje úplné zastavení navijáku.
10	Deaktivace cívky (Y16), aktivace primární brzdy.	
11	Deaktivace cívky (Y17), aktivace sekundární brzdy.	Čekat 0,5 sekund.
12	Deaktivace cívky (Y06)	

## 9 Sestavné výkresy hydromotorů a nádrže

Dle zadání diplomové práce byl nakreslen sestavný výkres hydraulické nádrže (1Z053), sestavný výkres hlavních přímočarých hydromotorů a sestavný výkres výložníkového hydromotoru.

### 9.1 Sestavný výkres nádrže

Objem nádrže je dimenzovaný podle celkového průtoku  $Q_c = 855 \text{ dm}^3/\text{min}$ .

$$V_N = (3 \div 6) \cdot Q_c \quad (9.1)$$

$$V_N = 5,5 \cdot 855 = 4702,5 \text{ dm}^3 \quad (9.2)$$

Skutečný objem nádrže bude větší,  $V_{NS} = 5500 \text{ dm}^3$ . Objem je předdimenzovaný, aby nemohlo dojít k přeplnění nádrže. Hydraulická nádrž se naplní objemem  $4700 \text{ dm}^3$  hydraulického oleje třídy ISO VG46, typ HM nebo HV. Délka  $l_n = 2,5 \text{ m}$  a šířka  $b_n = 1,1 \text{ m}$  nádrže je určena rámem, který nádrž ponese. Jediný volitelný rozměr je výška nádrže  $h_n$ . Výška nádrže se určí z rovnice pro objem nádrže.

$$V_{NS} = h_n \cdot b_n \cdot l_n \quad (9.3)$$

$$h_n = \frac{V_{NS}}{b_n \cdot l_n} = \frac{\frac{5500}{1000}}{2,5 \cdot 1,1} = 2 \text{ m} \quad (9.4)$$

Výška nádrže je  $h_n = 2 \text{ m}$ , šířka  $b_n = 1,1 \text{ m}$  a délka  $l_n = 2,5 \text{ m}$ .

Na nádrži je umístěn vzduchový filtr (1F035) a ventil (1V043.C), který chrání nádrž před poškozením, při přeplnění nádrže olejem. V nádrži jsou umístěny ohřívače hydraulického oleje, které se zapínají při nízké teplotě oleje. Zpětné ventily (1V043.A, B), (1V042) a (1V031) brání úniku oleje do hydraulického obvodu. Kulové ventily (1V039.A, B) slouží pro odizolování hladinoměru při jeho výměně a montáži. Kulový ventil (1V041.A) slouží pro vyprázdnění nádrže. Teplotní senzor (1BT037) snímá teploty oleje.

Ve výkrese nádrže je nakreslen průlez pro možnost vstupu osoby do nádrže, v nádrži je instalovaný žebřík. Každý výše zmíněný komponent potřebuje specifické připojení k nádrži. Podle požadovaných rozměrů a způsobu připojení jsou na nádrži připravené závit, příruby a otvory. Jednotlivé přípoje jsou označeny. Vývody sání a odpadní větve jsou od sebe v nádrži vzdáleny co nejvíce. Kapalina musí mít co nejdelší cestu od výtlačku k sání. V nádrži jsou umístěny přepážky, které zabraňují víření oleje a oddělují nádrž na tři úseky. Během proudění kapaliny přes jednotlivé úseky se kapalina uklidní, nečistoty se usadí a bublinky vzduchu obsažené v oleji, mohou vystoupat k hladině.

Sestavný výkres nádrže, příloha JKBC-HN.

## 9.2 Sestavné výkresy přímočarých hydromotorů

Podle zadaných délek hydromotorů, zadané vzdálenosti os kotvících čepů a vypočtených rozměrů hydromotorů, jsou nakresleny hlavní přímočaré hydromotory a výložníkový přímočarý hydromotor. Jednotlivé části hydromotorů jsou k sobě svařeny nebo přišroubovány. Jednotlivé typy těsnění, vodících kroužků, O-kroužků, opěrných kroužků a stíracích kroužků jsou uvedeny v kusovníku hydromotorů. Těsnící komponenty jsou vybrány od společnosti Trelleborg. Písty obou hydromotorů jsou těsněny jedním hlavním těsněním a šesti nebo čtyřmi vodícími kroužky. Vodící kroužky se používají pro správné vedení pístu v tělese hydromotoru. Pístnice jsou těsněny primárním a sekundárním těsněním, obě těsnění jsou Turcon Stepseal 2K. Je použito pět až šest vodících kroužků pro správné vedení pístnice. Stírací kroužky jsou umístěny na konci víka a zabraňují vniknutí nečistot do pracovního prostoru hydromotorů. Úpravy povrchu jsou uvedeny na výrobních výkresech, které nebyly součástí této diplomové práce. Drsnost povrchu těsněných ploch musí být lepší než  $Ra 0,8$ . [41]

Sestavný výkres hlavního přímočarého hydromotoru, příloha JKBC-HV01.

Sestavný výkres výložníkového přímočarého hydromotoru, příloha JKBC-HV02.

## 10 Závěr

V diplomové práci byl vypracován hydraulický obvod pro pohon jeřábu se zalomeným výložníkem. Byly porovnány dva koncepty pohonu a to otevřený a uzavřený obvod. Pro své výhody byl vybrán otevřený obvod. Výhodou otevřeného obvodu je použití menšího počtu hydrogenerátorů a z toho vyplývajícího menšího zástavbového prostoru. Otevřený obvod je dále rozpracován pro pohon jeřábu.

Zadání diplomové práce obsahuje parametry, které musí jeřáb splňovat. Dle zadaných parametrů jsou navrženy rozměry hlavních přímočarých hydromotorů a rozměry výložníkového přímočarého hydromotoru. V rámci návrhu přímočarých hydromotorů byla provedena zkouška na vzpěrnou pevnost. Rozměry hlavních přímočarých hydromotorů slouží pro výpočet a návrh hlavního hydrogenerátoru. Hydrogenerátor byl vybrán od výrobce Bosch Rexroth a to typ H-A4VSO250DP/30R-PPB25N00. Podle potřebného příkonu hydrogenerátoru je zvolen elektromotor, který bude daný hydrogenerátor pohánět. Pro pohon jeřábu jsou použity dva hlavní hydrogenerátory.

Naviják jeřábu je poháněn axiálním pístovým hydromotorem s nakloněným blokem. Úhel naklonění lze dle potřeby upravovat a tím měnit geometrický objem hydromotoru. Naviják se může pohybovat dvěma rychlostmi a to pracovní rychlostí a zrychleným pohybem. Rychlost navijáku se mění podle úhlu naklonění bloku hydromotoru, který má nastaveny dvě krajní polohy pro dané rychlosti. Dle zadaných parametrů je vybrán typ A6VM250EZ2/63W2-VZB010FB od výrobce Bosch Rexroth.

Jeřáb se otáčí na hlavním ložisku kolem své vlastní osy. Otáčení jeřábu je poháněno čtyřmi axiálními pístovými hydromotory s nakloněným blokem. Přes převodový poměr převodovky jsou vypočítány potřebné parametry pro jeden hydromotor. Je vybrán hydromotor A2FM45/61W-VZB010 od výrobce Bosch Rexroth.

Diplomová práce obsahuje schéma hydraulického obvodu. V hydraulickém schématu je podrobně rozkreslen obvod pro pohon jeřábu. Schéma obvodu je rozděleno na dva samostatné výkresy. Na prvním jsou znázorněny hlavní hydrogenerátory s ovládáním. Dále je nakreslena hydraulická nádrž, off-line filtrace, chladiče, tlakové a odpadní filtry, nouzový diesel agregát, akumulátor a další potřebné komponenty. K výkresu je dodán kusovník všech použitých komponentů s popisem, typem a výrobcem prvků. Na druhém výkrese je podrobně rozkreslen pohon všech funkcí jeřábu. Každý hydromotor pohonu má svůj vlastní blok pro potřebné ovládací komponenty. Hlavní řídicí prvky jsou 4/3 nepřímě řízené proporcionální rozvaděče se zpětnou vazbou a s integrovanou elektronikou, které řídí velikost a směr průtoku kapaliny. Každý rozvaděč je nastaven dle parametrů řízeného pohonu. Dále jsou na schématu rozvaděče pro ovládání brzd převodovek a další komponenty potřebné pro daný pohon. Funkce celého pohonu jeřábu je podrobně

popsána. Rozjezd navijáku je podrobně rozepsán dle sekvencí ventilů a v tabulce je popsán po jednotlivých krocích.

Práce obsahuje sestavný výkres nádrže a sestavné výkresy přímočarých hydromotorů. Z výkresu nádrže lze vyčíst hlavní rozměry nádrže, velikosti přípojů a její konstrukci. Na sestavných výkresech přímočarých hydromotorů lze vidět konstrukci hydromotorů, způsob spojení jednotlivých částí a těsnění pohyblivých částí hydromotoru. Sestavné výkresy přímočarých hydromotorů obsahují kusovníky těsnících elementů.

## 11 Použité informační zdroje

- [1] Česká televize. *Výlet do historie ke kladkám* [online]. [cit.2017-02-06] Dostupné z: <http://www.ceskatelevize.cz/porady/10319921345-rande-s-fyzikou/211563230150013-jednoduche-stroje/5842-vylet-do-historie-ke-kladkam/>
- [2] Hrabovský, L. *Jeřáby, názvosloví* [online]. [cit.2017-02-06] Dostupné z: [http://www.342.vsb.cz/hra42/jer\\_3.pdf](http://www.342.vsb.cz/hra42/jer_3.pdf)
- [3] Logismarket. *Mostový jeřáb* [online]. [cit.2017-02-06] Dostupné z: <https://www.logismarket.cz/besmont/mostove-jeřaby/1800984923-947644196-p.html>
- [4] JRCRANE. *Portálový mostový jeřáb* [online]. [cit.2017-02-06] Dostupné z: <http://m.th.jrcrane.com/gantry-crane/double-girder-gantry-crane/mg-outdoor-lifting-double-girder-beam-gantry-crane.html>
- [5] DEMAG. *Poloportálový mostový jeřáb* [online]. [cit.2017-02-06] Dostupné z: <http://www.demagcranes.cz/cms/site/cz/lang/cs/page72495.html>
- [6] Cranefty. *Portálový otočný jeřáb* [online]. [cit.2017-02-06] Dostupné z: <http://cz.cranefly.com/Content/File Img/S Product/2016-04-22/201604221004455150444.jpg>
- [7] Autojeřáby Kladno. *Mobilní jeřáb* [online]. [cit.2017-02-06] Dostupné z: <http://www.pronajemjerabu.eu/mobilni-jeřab-tatra-815-20-tun-pronajem>
- [8] Konstrukce. *Věžový jeřáb* [online]. [cit.2017-02-10] Dostupné z: [http://www.konstrukce.cz/PublicFiles/UserFiles/image/K/2016/k116/800x800\\_lieb02.jpg](http://www.konstrukce.cz/PublicFiles/UserFiles/image/K/2016/k116/800x800_lieb02.jpg)
- [9] Tratové stroje. *Železniční jeřáb* [online]. [cit.2017-02-10] Dostupné z: [http://www.tratovestroje.net/wp-content/uploads/ts\\_uploads/obrazky/32\\_1423931723121766186201371151843392822818390033281966746670\\_0\\_obrazky.jpg](http://www.tratovestroje.net/wp-content/uploads/ts_uploads/obrazky/32_1423931723121766186201371151843392822818390033281966746670_0_obrazky.jpg)
- [10] Idnes. *Plovoucí jeřáb* [online]. [cit.2017-02-10] Dostupné z: [http://ostrava.idnes.cz/firma-postavi-rekordni-jeřab-bude-dvakrat-vyssi-nez-vysilac-na-lyse-110-/ostrava-zpravy.aspx?c=A140529\\_2069131\\_ostrava-zpravy\\_ama](http://ostrava.idnes.cz/firma-postavi-rekordni-jeřab-bude-dvakrat-vyssi-nez-vysilac-na-lyse-110-/ostrava-zpravy.aspx?c=A140529_2069131_ostrava-zpravy_ama)
- [11] Huisman equipment. *Palubní jeřáb* [online]. [cit.2017-02-15] Dostupné z: [https://www.huismanequipment.com/documenten/brochures\\_2016/cranes/cranes\\_2015\\_mail.pdf](https://www.huismanequipment.com/documenten/brochures_2016/cranes/cranes_2015_mail.pdf)
- [12] Jass. *Sloupový konzolový jeřáb* [online]. [cit.2017-02-15] Dostupné z: <http://www.jass.cz/sloupove-otocne-jeřaby>



- [13] Cralif. *Pojízdný konzolový jeřáb* [online]. [cit.2017-02-15] Dostupné z: <http://jeraby.cralif.sk/upload/images/galeria/otocne-zeriavy/pojazdne-konzolove-zeriavy/pojazdny-konzolovy-zeriav-1.jpg>
- [14] Drilling Contractor. *Vrtná souprava LOC-400* [online]. [cit.2017-02-23] Dostupné z: <http://www.drillingcontractor.org/jip-aims-to-minimize-environmental-risks-coastal-impact-through-technology-9346>
- [15] Huisman equipment. *Jeřáb se zalomeným výložníkem* [online]. [cit.2017-02-23] Dostupné z: [https://www.huismanequipment.com/documenten/brochures\\_2016/p010214\\_huisman\\_product\\_gids\\_2016\\_def.pdf](https://www.huismanequipment.com/documenten/brochures_2016/p010214_huisman_product_gids_2016_def.pdf)
- [16] Huisman equipment. *Historie společnosti* [online]. [cit.2017-03-12] Dostupné z: [https://www.huismanequipment.com/en/about\\_huisman/history](https://www.huismanequipment.com/en/about_huisman/history)
- [17] Bosch Rexroth. *Katalog produktů* [online]. [cit.2017-03-25] Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?language=en&id=&cat=Industrial-Hydraulics-Catalog&m=DE&u=si&o=Desktop&p=q253780>
- [18] Siemens. *Katalog elektromotorů* [online]. [cit.2017-03-27] Dostupné z: [http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/d81\\_1/cat\\_d-81-1\\_2012\\_cz.pdf](http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81_1/cat_d-81-1_2012_cz.pdf)
- [19] Hydac. *Katalogy výrobků* [online]. [cit.2017-03-28] Dostupné z: <https://www.hydac.com/cz-cs/vyrobky.html>
- [20] Parker. *Katalogy produktů* [online]. [cit.2017-04-01] Dostupné z: <http://ph.parker.com/us/en/products>
- [21] Sun hydraulics. *Katalogy produktů* [online]. [cit.2017-04-03] Dostupné z: <http://www.sunhydraulics.com/models/cartridges>
- [22] MOOG. *Katalogy výrobků* [online]. [cit.2017-04-04] Dostupné z: <http://www.moog.com/products.html>
- [23] GS-Hydro. *Katalogy produktů* [online]. [cit.2017-04-06] Dostupné z: <http://www.gshydro.com/gshydro-products>
- [24] Walterscheid. *Hydraulická šroubení* [online]. [cit.2017-04-08] Dostupné z: <http://walterscheid-hydraulika.cz/Data/TinyMCE/ke-stazeni/e-mefi-mc001-m2.pdf>
- [25] Bucher hydraulics. *Katalog produktů* [online]. [cit.2017-04-09] Dostupné z: <http://www.bucherhydraulics.com/46915/Products/Mobile-and-Industrial-hydraulics/Products/image.aspx>

- [26] Hydroma. *Katalog manometrů* [online]. [cit.2017-04-10] Dostupné z: <http://www.hydroma.cz/files/product/5/36/11761/data/005-10098.pdf>
- [27] Gestra. *Katalog jednosměrných ventilů* [online]. [cit.2017-04-10] Dostupné z: [http://www.gestra.com/files/rk41-44-76\\_en.pdf](http://www.gestra.com/files/rk41-44-76_en.pdf)
- [28] Kohler. *Diesel engines* [online]. [cit.2017-04-12] Dostupné z: <http://motory.laski.cz/data/docs/11ld6263.pdf>
- [29] Amot. *Thermostatic control valves* [online]. [cit.2017-04-13] Dostupné z: [http://www.amot.com/tenants/amot/documents/Datasheet\\_B\\_Thermostatic\\_Valve\\_AP\\_R17\\_Rev9.pdf](http://www.amot.com/tenants/amot/documents/Datasheet_B_Thermostatic_Valve_AP_R17_Rev9.pdf)
- [30] Ivar cs. *Kompenzátory* [online]. [cit.2017-04-13] Dostupné z: <http://www.ivarcs.cz/cz/kompenzatory>
- [31] Oleoweb. *Hand pump* [online]. [cit.2017-04-13] Dostupné z: <http://www.oleoweb.com/en/products/hand-pumps-flow-diverters/hand-pumps.html>
- [32] Kobold. *Katalog hladinoměů* [online]. [cit.2017-04-14] Dostupné z: [http://www.kobold.com/uploads/files/n2cz\\_nbk03.pdf](http://www.kobold.com/uploads/files/n2cz_nbk03.pdf)
- [33] KTR. *Katalog hydraulických komponentů* [online]. [cit.2017-04-14] Dostupné z: [https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools\\_Downloads/kataloge/hydraulic\\_components\\_ktr-katek03.pdf](https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/hydraulic_components_ktr-katek03.pdf)
- [34] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1., Kapaliny v hydraulických mechanismech, hydrostatické převodníky*. 3. Vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-2983-8.
- [35] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2008, 914 s.
- [36] PAVLOK, HRUŽÍK, BOVA. *Hydraulická zařízení strojů: učební text*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2007. 116 s.
- [37] MANNESMANN REXRODT GMBH. *The hydraulic trainer volume 3, Planning and design of hydraulic power systems*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1989. ISBN 9783802302664.
- [38] Murrenhoff, H. *Fundamentals of Fluid Power*. Aachen: Verlag GmbH. 2014, 387 s. ISBN 978-3-8440-2826-3.
- [39] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 2. Řídicí prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 2. vyd., 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.

[40] Sivák, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990.

[41] Trelleborg. *Těsnění hydraulických komponentů* [online]. [cit.2017-04-21] Dostupné z: [http://www.tss.trelleborg.com/cz/cz/products\\_2/productrange.html](http://www.tss.trelleborg.com/cz/cz/products_2/productrange.html)

## Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Dr. Ing. Lumíru Hružíkovi a konzultantovi Ing. Tomášovi Čížovi za jejich odborné rady a vedení při vypracovávání této diplomové práce.

## 12 Seznam příloh

Schéma otevřeného obvodu	JKBC-OB01
Schéma uzavřeného obvodu	JKBC-OB02
Schéma hydraulického obvodu agregátu	JKBC-HD01
Schéma hydraulického obvodu pohonů	JKBC-HD02
Kusovník hydraulického agregátu	JKBC-KS01
Kusovník pohonů	JKBC-KS02
Sestavný výkres hydraulické nádrže	JKBC-HN
Sestavný výkres hlavního přímočarého hydromotoru	JKBC-HV01
Sestavný výkres výložníkového přímočarého hydromotoru	JKBC-HV02